

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE – QUITO**

**CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA**

**Trabajo de Titulación previo a la obtención del Título de**

**INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA**

**ESTUDIO Y REDISEÑO DEL SISTEMA DE LA RED DE  
DISTRIBUCIÓN DE VAPOR PARA LA LÍNEA DE PLANCHADO DE LA  
EMPRESA FABRILFAME S.A.**

**AUTOR**

**WILSON PATRICIO DÍAZ HIDALGO**

**TUTOR**

**LUIS FERNANDO TOAPANTA RAMOS**

**Quito, enero del 2018**

### **Cesión de derechos de autor**

Yo, Wilson Patricio Díaz Hidalgo, con documento de identidad N° 1719238246, manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de titulación: “Estudio y rediseño del sistema de la red de distribución de vapor para la línea de planchado de la empresa FABRILFAME S.A.”, el mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autor reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



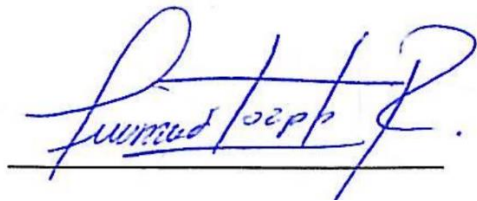
Wilson Patricio Díaz Hidalgo

C.I. 1719238246

### **Declaración de coautoría del docente tutor**

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, “Estudio y rediseño del sistema de la red de distribución de vapor para la línea de planchado de la empresa FABRILFAME S.A.”, realizado por Wilson Patricio Díaz Hidalgo, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, enero del 2018.

A handwritten signature in blue ink, reading "Luis Fernando Toapanta Ramos", written over a horizontal line.

Luis Fernando Toapanta Ramos

C.I. 172111375-9

## **Dedicatoria**

El presente proyecto dedico primeramente a Dios, que me ha dado la fortaleza y sabiduría necesaria para continuar cuando se me han presentado grandes dificultades, a mis padres que con sus valores y apoyo me han enseñado a no rendirme y ser perseverante a través de su ejemplo y sabios consejos.

Dedico en especial a mis hijos y esposa, quienes han estado en los momentos buenos y malos, de forma permanente e incondicional a lo largo de mi formación personal y académica.

Wilson Patricio Díaz Hidalgo

## **Agradecimiento**

Agradezco a la Universidad Politécnica Salesiana, en especial, a la Carrera de Ingeniería Mecánica por haberme dado la oportunidad de adquirir los mejores conocimientos durante todo el período de mi formación académica.

Al Ingeniero Luis Fernando Toapanta Ramos, por su guía y asesoramiento técnico, durante el desarrollo del presente trabajo de titulación.

A los docentes de la Universidad Politécnica Salesiana quienes, con sus conocimientos disipados durante mi carrera académica, han logrado que este proyecto técnico haya culminado satisfactoriamente.

A la empresa FABRILFAME S.A., por permitirme efectuar con gran aceptación la investigación en sus instalaciones.

A mi familia, por la paciencia y colaboración permanente en los momentos de dificultades que se han presentado en el trayecto de mi vida.

Wilson Patricio Díaz Hidalgo

## ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO I.....	1
ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS.....	1
1.1 Estado del arte .....	1
1.1.1 Generación de energía eléctrica mediante una maquina térmica .....	2
1.1.2 Vapor en la industria textil.....	2
1.2 Aspectos teóricos de la investigación.....	3
1.2.1 Caldera .....	3
1.2.2 Clasificación de las calderas .....	3
1.2.3 El vapor de agua.....	5
1.2.4 Formación de vapor.....	5
1.2.5 Tipos de vapor.....	6
1.2.6 Mecanismos de transferencia de calor .....	7
1.2.7 La distribución y empleo del vapor.....	8
1.2.8 Elementos constitutivos de una red de distribución de vapor.....	9
1.3 Conclusiones del capítulo.....	14
CAPÍTULO 2.....	15
DISEÑO Y EVALUACIÓN TÉRMICA DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR .....	15
2.1 Flujo volumétrico .....	15
2.2 Velocidad del fluido .....	15
2.3 Viscosidad cinemática .....	16
2.4 Número de Reynolds .....	16
2.5 Flujo turbulento .....	17
2.6 Pérdidas mayores.....	17

2.6.1	Pérdidas de carga por fricción.....	18
2.6.2	Pérdidas menores en accesorios de tubería .....	19
2.6.3	Pérdidas por ensanchamiento de tubería .....	20
2.6.4	Pérdidas por estrechamiento de tubería.....	20
2.6.5	Pérdidas por medio de fugas u orificios .....	21
2.7	Pérdidas por transmisión de calor.....	22
2.7.1	Intercambio de calor por conducción .....	22
2.7.2	Intercambio de calor por convección .....	24
2.7.3	Intercambio de calor por radiación .....	25
2.8	Error de transferencia de calor por radiación .....	26
2.9	Coeficiente convectivo de transferencia de calor .....	26
2.10	Distribución de temperatura en sistemas radiales .....	27
2.10.1	Radio crítico del aislante.....	27
2.10.2	Transferencia de calor en la condensación.....	27
2.11	Eficiencia térmica del proceso .....	28
2.12	Conclusiones del capítulo.....	29
CAPÍTULO 3 .....		30
ANÁLISIS DEL ESTADO ACTUAL DEL SISTEMA DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DE LA LÍNEA DE PLANCHADO DE LA EMPRESA FABRILFAME S.A .....		30
3.1	Tramo de análisis distribuidor A – distribuidor B.....	31
3.1.1	Cálculo del flujo volumétrico.....	31
3.1.2	Cálculo de la velocidad del fluido.....	31
3.1.3	Cálculo de la viscosidad cinemática .....	32
3.1.4	Cálculo del número de Reynolds .....	32
3.1.5	Cálculo del factor de fricción.....	33

3.1.6	Cálculo de las pérdidas de carga por fricción .....	33
3.1.7	Cálculo de las pérdidas menores en accesorios de tubería.....	34
3.1.8	Cálculo de pérdidas mayores .....	34
3.1.9	Cálculo de intercambio de calor por conducción.....	35
3.1.10	Cálculo de la resistencia térmica a través de la pared de la tubería	35
3.1.11	Cálculo del intercambio de calor por convección .....	36
3.1.12	Cálculo del intercambio de calor por radiación .....	36
3.1.13	Cálculo de la distribución de temperatura en sistemas radiales .....	37
3.1.14	Cálculo del radio crítico del aislante.....	37
3.1.15	Cálculo de la transferencia de calor en la condensación.....	38
3.2	Cálculo del porcentaje del vapor flash .....	38
3.3	Cálculo de pérdidas de vapor debido a las fugas.....	39
3.4	Cálculo de consumo .....	39
3.4.1	Cálculo de consumo en equipos.....	39
3.4.2	Cálculo de consumo de vapor en equipos por medio de orificios...	40
3.5	Pérdida de energía total por transmisión de calor .....	40
3.6	Eficiencia térmica del proceso .....	40
3.7	Conclusiones del capítulo.....	44
CAPÍTULO 4.....		45
REDISEÑO DEL SISTEMA DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DE LA LÍNEA DE PLANCHADO DE LA EMPRESA FABRILFAME S.A.		45
4.1	Tramo de análisis distribuidor A – distribuidor B.....	45
4.1.1	Cálculo de intercambio de calor por conducción.....	45
4.1.2	Cálculo de la resistencia térmica a través de la pared de la tubería	45
4.1.3	Cálculo del intercambio de calor por convección .....	46



4.1.4	Cálculo del intercambio de calor por radiación .....	46
4.1.5	Cálculo de la distribución de temperatura en sistemas radiales .....	47
4.1.6	Cálculo del radio crítico del aislante .....	47
4.1.7	Cálculo de la transferencia de calor en la condensación.....	48
4.2	Tramo de análisis línea principal sección AB – línea secundaria A .....	48
4.2.1	Cálculo de intercambio de calor por conducción .....	48
4.2.2	Cálculo de la resistencia térmica a través de la pared de la tubería	49
4.2.3	Cálculo del intercambio de calor por convección .....	49
4.2.4	Cálculo del intercambio de calor por radiación .....	50
4.2.5	Cálculo de la distribución de temperatura en sistemas radiales .....	50
4.2.6	Cálculo del radio crítico del aislante .....	51
4.2.7	Cálculo de la transferencia de calor en la condensación.....	51
4.3	Cálculo de consumo .....	52
4.3.1	Cálculo de consumo en equipos.....	52
4.3.2	Cálculo de consumo de vapor en equipos por medio de orificios...	53
4.4	Cálculo del porcentaje del vapor flash .....	53
4.5	Pérdida de energía total por transmisión de calor .....	53
4.6	Eficiencia térmica del proceso .....	54
4.7	Conclusiones del capítulo.....	57
CONCLUSIONES GENERALES .....		58
RECOMENDACIONES GENERALES.....		59
BIBLIOGRAFÍA .....		60

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Caldera acuotubular .....	3
Figura 2. Caldera pirotubular, sección longitudinal y transversal .....	4
Figura 3. Caldera horizontal.....	5
Figura 4. Esquema básico de una red de distribución de vapor .....	8
Figura 5. Válvula reguladora de presión .....	10
Figura 6. Separador de gotas .....	11
Figura 7. Purgador termostático .....	12
Figura 8. Purgador mecánico de boya.....	12
Figura 9. Purgador termodinámico .....	13
Figura 10. Válvula antiretorno .....	13
Figura 11. Filtro .....	14
Figura 12. Pérdidas de vapor por orificios .....	21
Figura 13. Red de resistencias térmicas de transferencia de calor .....	22
Figura 14. Esquema actual del sistema de la red de distribución de vapor.....	30

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Porcentaje de vapor flash. ....	7
Tabla 2. Diámetros de tuberías.....	10
Tabla 3. Valores máximos referenciales para vapor. ....	16
Tabla 4. Valores de rugosidad de los materiales.....	17
Tabla 5. Resistencia de válvulas y acoplamientos. ....	19
Tabla 6. Coeficientes de pérdidas por fricción.....	19
Tabla 7. Flujo de vapor a través de los orificios que descargan a la atmósfera. ....	21
Tabla 8. Conductividad térmica. ....	23
Tabla 9. Valores del coeficiente de transferencia de calor.....	25
Tabla 10. Valores de emisividad.....	26
Tabla 11. Cálculo de pérdidas menores. ....	34
Tabla 12. Pérdidas de vapor debido a fugas.....	39
Tabla 13. Consumo de vapor de los equipos automáticos de los procesos de planchado de FABRILFAME S.A. ....	39
Tabla 14. Consumo de vapor de los equipos manuales de los procesos de planchado de FABRILFAME S.A. ....	40
Tabla 15. Resumen de cálculos del sistema de distribución de vapor. ....	42
Tabla 16. Consumo de vapor de los equipos automáticos de los procesos de planchado de FABRILFAME S.A. ....	52
Tabla 17. Consumo de vapor de los equipos manuales de los procesos de planchado de FABRILFAME S.A. ....	53
Tabla 18. Resumen de cálculos del rediseño del sistema de distribución de vapor .....	56

## Simbología

$\dot{V}$ :	Flujo volumétrico	$\rho$ :	Densidad del fluido
$\dot{m}$ :	Caudal másico	$D$ :	Diámetro del tubo
$V$ :	Velocidad	$\nu$ :	Viscosidad cinemática
$\mu$ :	Viscosidad dinámica	$L_c$ :	Longitud característica
$Re$ :	Número de Reynolds	$f$ :	Factor de fricción de Darcy
$\varepsilon$ :	Rugosidad del material	$P_1$ :	Presión inicial
$P_2$ :	Presión final	$\gamma$ :	Peso específico
$z_1$ :	Carga de elevación inicial,	$z_2$ :	Carga de elevación final
$v_1$ :	Velocidad inicial	$v_2$ :	Velocidad final
$Q_s$ :	Cantidad de calor utilizado	$K$ :	Coefficiente de resistencia,
$T_1$ :	Temperatura interna	$T_2$ :	Temperatura externa
$R_{total}$ :	Sumatoria de resistencias	$R_{cond}$ :	Resistencia por conducción
$r_1$ :	Radio interno del aislante	$r_2$ :	Radio externo del aislante
$r_0$ :	Radio externo de la tubería	$r_i$ :	Radio interno de la tubería
$A$ :	Área	$R_{conv}$ :	Resistencia por convección
$\varepsilon$ :	Emisividad de la superficie	$T_1$ :	Temperatura superficial
$T_m$ :	Temperatura media	$T_r$ :	Temperatura radial
$r$ :	Radio medio del aislante	$r_{cr}$ :	Radio crítico
$\sigma$ :	Constante de Stefan Boltzmann	$\dot{Q}_{rad}$ :	Razón neta de pérdida de energía por radiación
$T_2$ :	Temperatura alrededor del aislante	$h_{prom}$ :	Coefficiente de convección promedio de transferencia de calor
$T_w$ :	Temperatura de la superficie sólida	$T_\infty$ :	Temperatura del flujo que se encuentra lo suficientemente lejos de la superficie sólida
$T_{si}$ :	Temperatura superficial interna	$T_{se}$ :	Temperatura superficial externa
$h_L$ :	Pérdida de carga en accesorios	$\dot{m}_D$ :	Flujo de masa unitario de vapor condensado por goteo
$\dot{m}_F$ :	Flujo de masa unitario de vapor condensado por película	$D_o$ :	Diámetro de la gota
$\eta$ :	Eficiencia de la máquina térmica	$k$ :	Conductividad térmica del aislante
$d_1$ :	Diámetro menor de la sección de tubería	$R_{tubería}$ :	Resistencia por conducción en la pared de la tubería

$k_p$ :	Conductividad térmica del material que constituye la tubería	$h$ :	Coeficiente convectivo de transferencia de calor
$d_2$ :	Diámetro mayor de la sección de tubería	$h_e$ :	Pérdidas de energía por ensanchamiento
$\dot{Q}$ :	Razón de transferencia de calor	$Q_l$ :	Cantidad de calor suministrado
$h_A$ :	Energía que se agrega al fluido	$h_R$ :	Energía que se remueve del fluido

## **RESUMEN**

El presente proyecto investigativo de estudio y rediseño del sistema de la red de distribución de vapor de la empresa FABRILFAME S.A, se desarrolló y planteó con el uso de una caldera que presenta un suministro de vapor de 0,126 kg/s.

Luego de la investigación de campo se observó que el sistema presenta deficiencias de energía hidráulica y térmica.

Con la finalidad de corregir los inconvenientes detectados dentro del sistema actual, se realizó el respectivo análisis de cada tramo que comprende la red de distribución de vapor, considerando todas las pérdidas existentes en los mismos.

Además, se realizaron los cálculos pertinentes respecto al radio crítico del aislante, resistencias por conducción, convección y radiación, porcentajes de vapor flash, pérdidas hidráulicas, pérdida de energía por transmisión de calor, porcentaje de la eficiencia térmica y consumo de los equipos que integran la red de distribución de vapor, cuantificando toda la cantidad de calor requerido, con lo que se pudo proceder al rediseño del sistema de distribución de vapor mejorando la eficiencia térmica del proceso.

### **Palabras claves:**

Eficiencia térmica, conducción, convección, radiación, distribución, flujo turbulento, pérdidas de energía.

## **ABSTRACT**

The present research project and redesign of the steam distribution network system of FABRILFAME S.A, was developed and proposed with a boiler with a steam supply of 0.126 kg / s.

After the field investigation it was observed that the system has deficiencies of hydraulic and thermal energy.

In order to correct the problems detected within the current system, the respective analysis of each section comprising the steam distribution network was carried out, considering all the losses existing in them.

In addition, the relevant calculations were made dealing with the critical radius of the insulation, resistance by conduction, convection and radiation, percentages of flash steam, hydraulic losses, energy losses by heat transmission, percentage of thermal efficiency and consumption of the equipment that make up the steam distribution network, quantifying the entire amount of heat required, which enabled the redesign of the steam distribution system to be improved, improving the thermal efficiency of the process.

### **Keywords:**

Thermal efficiency, conduction, convection, radiation, distribution, turbulent flow, energy losses.

## INTRODUCCIÓN

El presente proyecto, se orienta a realizar una valoración en el estudio y rediseño del sistema de la red de distribución de vapor para la línea de planchado de la empresa FABRILFAME S.A.

Dentro de la industria textil, la eficiencia energética es un factor muy importante, ya que la mayor parte de sus procesos dependen de energía térmica, pese a ello los procesos industriales aun no son eficientes en el uso adecuado del calor, por lo tanto, es necesario realizar las acciones correctivas para esta temática.

La caldera forma parte de la columna vertebral en el funcionamiento de una industria, tal como sucede en los procesos productivos que una empresa textil lleva a cabo, por tal motivo, la calidad de vapor que suministra debe ser la adecuada, con la finalidad de que los equipos que utilizan el vapor generado, funcionen de una manera eficiente.

Es necesario mantener un diseño apropiado de las redes de distribución, con el fin de garantizar el buen funcionamiento de los equipos que requieren de consumo de vapor, un factor muy importante en los sistemas de distribución son las trampas de vapor y el aislamiento térmico, los mismos que deben ser ubicados correctamente para cada una de las aplicaciones y así mantener una alta eficiencia en el sistema.

Los cálculos respecto al análisis de pérdidas de energía tanto hidráulicas como térmicas, permitirán verificar el estado actual del sistema de la red de distribución de vapor, dando paso al rediseño del mismo, con la finalidad de mejorar las condiciones de trabajo de los procesos de producción.



## **JUSTIFICACIÓN**

El vapor empleado como flujo energético se caracteriza por ser capaz de transportar energía entre dos puntos de forma de entalpía [1].

Una caldera o un generador, tiene la función de producir vapor mediante los procesos de variación de la entalpía del líquido sub-enfriado, con ayuda del proceso de combustión, es decir, al permanecer en su punto de manejo, disipa la entalpía, cediéndola al medio a calefactar, o a su vez, a través de la transformación a energía mecánica. En un sistema de distribución de vapor, se presentan cambios energéticos, generalmente determinados por sus correspondientes pérdidas y ganancias de entalpía, debido al enfriamiento y calentamiento de las fases líquido y vapor, durante el diseño de una red de distribución de vapor, se debe tomar muy en cuenta los cambios de fases, así como, las características y leyes por las que estas gobernadas [2].

Se considera que el rediseño de la red de distribución de vapor en la empresa FABRILFAME S.A, contribuye, de manera resumida, en que:

Los procesos de planchado tengan una mejor calidad del vapor con una ubicación más cercana a las estaciones de trabajo donde se obtenga menores pérdidas de energía, un mayor aprovechamiento del vapor, generando una mejor producción, así como también, ahorro económico para la Institución.

## **OBJETIVO GENERAL**

Estudiar y rediseñar el sistema de la red de distribución de vapor para la línea de planchado de la empresa textil FABRILFAME S.A, dentro de un rango de 90 a 130 psig.

## **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

Determinar la situación actual del sistema de la red de distribución de vapor de la empresa textil FABRILFAME S.A., con la finalidad de proceder al rediseño del mismo, a través de la cuantificación de vapor requerido en las estaciones de trabajo.

Evaluar y seleccionar el diseño viable para el sistema de flujo de vapor en el proceso de planchado.

Evaluar la implementación del sistema de red de distribución de vapor desde los puntos de vista energético y productivo.

## **CAPÍTULO I**

### **ESTADO DEL ARTE Y ASPECTOS TEÓRICOS**

El actual capítulo se hace referencia a una reseña histórica, antecedentes, evoluciones, principios de funcionamiento y aspectos teóricos de los generadores de vapor, así como, los diferentes tipos de sistemas de distribución en las redes de vapor.

El objetivo del capítulo es conocer los tipos de calderas existentes a nivel mundial, los principios fundamentales y sus aplicaciones en la industria, de la misma manera su utilización para la generación de energía eléctrica.

#### **1.1 Estado del arte**

El calor es la base de toda la vida. Si el calor se produjera sólo a partir de los rayos del sol, grandes zonas de la tierra serían inhabitables para el hombre. Por lo tanto, la calefacción artificial (calor térmico) es necesaria, dependiendo de la posición geográfica y estación del año. Además de esto, también hay un gran número de procesos técnicos que sólo son posibles a través del calor, por ejemplo, cocinar, hervir el agua y limpiar en una industria de alimentos y bebidas. En otros sectores, como en la industria química, textil, del papel o la construcción, existen procesos que funcionan sólo con el calor de proceso [3].

La industria de la producción masiva cada vez es más exigente, cada día se fabrican productos de consumo continuo en mayor volumen ya que, las demandas de estos son mayores, muchos de los procesos usan calderas para la generación de calor para una gran diversidad de aplicaciones que se podrían dividir por tipos de industria; son equipos que desempeñan su labor a partir de la presión generada por la transferencia de calor constante en las que los fluidos alcanzan altas temperaturas que los cambia de fase, una de las industrias que más consumen este tipo de energía es la alimenticia, ya que, la parte esencial de sus procesos está basada en el calor para lograr la cocción o purificación de muchos de sus productos, solo por mencionar algunas, es aquí donde se implementa una caldera; la industria hospitalaria es otra aplicación en la que es común el uso de estos equipos, su principal función es en la esterilización de instrumentos y entre más grande y más

áreas de trabajo tenga el hospital es mayor la demanda, la industria de bebidas alcohólicas es también un gran consumidor de equipos caloríficos de grandes dimensiones y potencia, aquí es muy común su uso en la aceleración de la fermentación y en el proceso de cocinado de la materia orgánica base del producto [3].

Hoy en día existen numerosas innovaciones que permiten aprovechar al máximo la energía generada por estos equipos, en muchas de ellas no solo se aprovechan los vapores, también es posible aprovechar los residuos de combustible, principalmente en las que están adaptadas para el consumo de energías renovables, existen sistemas en lo que la energía es generada por algún componente natural, tal es el caso del uso del bagazo de residuos orgánicos en el que las cenizas procesadas sirven como fertilizantes [4].

#### **1.1.1 Generación de energía eléctrica mediante una maquina térmica**

La turbina de vapor es el motor número uno en importancia para la generación de la energía eléctrica, tanto en centrales de combustible fósil (carbón o derivados de petróleo) como en las de combustible nuclear. Una prueba de ello es que un 75 % de la energía eléctrica del mundo proviene de centrales térmicas, con la turbina de vapor jugando un papel preponderante [5].

#### **1.1.2 Vapor en la industria textil**

Al hablar de industria textil, se basa en toda producción donde interviene la fabricación de hilos, telas, fibras y por ende, los derivados de éstos.

En la actualidad la producción de la industria textil ha incrementado notoriamente, es una de las industrias con más demanda a nivel mundial.

Cabe indicar que, dentro de los años 80 y 90, el término textil, limitaba para referirse solo a telas, las cuales ya se encontraban tejidas, no obstante, con el desarrollo industrial la palabra textil se vincula o refiere para distinguir a las telas que se consiguen a partir de otros procesos.

En la actualidad para todos los procesos de la industria textil donde se tiene como objetivo la fabricación de fibras sintéticas, hilos, telas, telares, entre otros, se necesita de una red de vapor con un sistema de distribución en buenas condiciones,

donde exista sistemas centralizados en sus procesos, con la finalidad de teñir, pre-lavar, lavar, blanquear, de una manera óptima y garantizada en los acabados de sus productos.

## **1.2 Aspectos teóricos de la investigación**

### **1.2.1 Caldera**

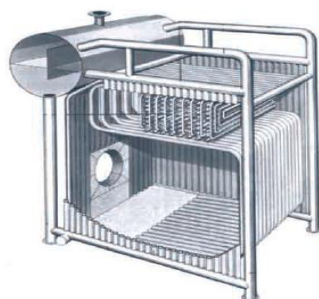
Se entiende por generador de vapor a aquella máquina que transforma el agua en vapor aprovechando el calor generado por la combustión de un material combustible, con el fin de producir energía para procesos, dispositivos de calentamiento, agua caliente para uso general o calefacción, a través de un intercambio de temperatura, teniendo como característica principal ser un recipiente cerrado sujeto a una presión mayor que la atmosférica [6].

### **1.2.2 Clasificación de las calderas**

La clasificación de las calderas se rige a los parámetros de ubicación de los gases, de los tubos, de su forma y por su naturaleza en el servicio que prestan, siendo estas en acuotubulares y pirotubulares, verticales y horizontales, rectas o curvas y fijas o portátiles, respectivamente. Para la selección de la caldera, se debe tomar muy en cuenta el tipo de combustible que se dispone, la finalidad, la capacidad de suministro de vapor, entre otros [7].

#### **1.2.2.1 Calderas acuotubulares**

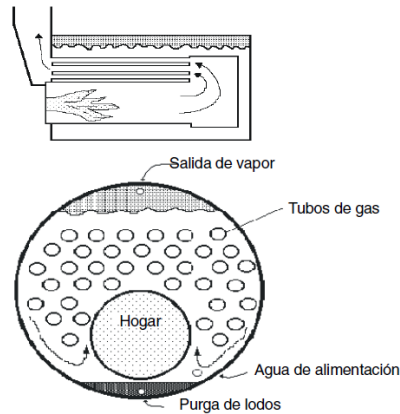
Como se observa en la figura 1, las calderas son aquellas en las que el fluido de trabajo se desplaza por el interior de tubos durante su calentamiento y los gases de combustión circulan por el exterior de los mismos [8].



**Figura 1.** Caldera acuotubular  
**Fuente:** [8]

### 1.2.2.2 Calderas pirotubulares

Éste tipo de calderas de acero como indica la figura 2, están formadas por tubos rectos que contienen los gases de la combustión y que calientan el agua que rodea los tubos, el fogón de la caldera puede ser externo o interno [5].



**Figura 2.** Caldera pirotubular, sección longitudinal y transversal  
**Fuente:** [5]

### 1.2.2.3 Calderas horizontales

Son las más comunes y también son llamadas de tipo paquete, ya que es una unidad generadora de vapor completa; viene con el equipo de encendido, los ventiladores de tiro, la bomba de alimentación y los controles automáticos todos montados en una sola base como se expone en la figura 3. Tal unidad puede embarcarse completamente armada y puede instalarse con un mínimo de trabajo de construcción y montaje. Debido que el generador de vapor está diseñado como una unidad, se deben coordinar diversos elementos para producir los resultados deseados y el trabajo entero es una sola responsabilidad [9].

Las características comunes de las unidades paquete son:

- Un solo horno, normalmente sin corrugaciones
- Respaldo seco
- Sistema de pasos múltiples por medio de pantallas (espejos) para dirigir los gases hacia atrás o hacia adelante a través de la caldera



**Figura 3.** Caldera horizontal

**Fuente:** [8]

#### **1.2.2.4 Calderas verticales**

La caldera vertical de tubos de humo, espejo superior o tope seco y de hogar interior, está constituida por un cuerpo cilíndrico vertical con dos espejos transversales a los que están conectados cierto número de tubos de humo de pequeño diámetro. El calor del fuego del hogar pasa al agua de la caldera a través de las placas del mismo, los gases calientes suben por el interior de los tubos de humo hacia la chimenea, cediendo parte de su calor al metal de los tubos, los que a su vez los transmiten al agua que los rodea [9].

#### **1.2.3 El vapor de agua**

Se define como un estado de la materia, donde las moléculas escasamente se encuentran interaccionando, acogiendo la forma del depósito en el que se encuentran contenidas y dilatándose todo lo posible, inclusive pueden vencer las fuerzas gravitatorias. Al vapor se le denomina como fluido, debido a que se transporta en el medio ambiente con facilidad, generando una diferencia entre vapor y gas, siendo que el vapor puede condensarse por presurización isotérmica y el gas no. Generalmente el vapor, se origina cuando se calienta el agua a 100 °C con una presión de una atmósfera [6].

#### **1.2.4 Formación de vapor**

Utilizando como punto de referencia el contenido de energía calorífica, o entalpía, de 1 kg de agua a presión atmosférica y a la temperatura de fusión del hielo 0 °C.

Tomando esto como cero y añadiendo calor a este kilogramo de agua, su temperatura empezará a elevarse hasta alcanzar 100 °C. A partir de este instante,

no subirá más la temperatura y todo el calor que reciba el agua se utilizará únicamente en cambiar de estado (líquido a vapor), hasta que la masa de agua se haya evaporado en su totalidad; todo el calor agregado para llevar el agua de 0 °C a su punto de ebullición, se conoce como calor sensible y se simboliza por “hf”; la energía calorífica extra para llevar a cabo el cambio de fase se denomina calor latente (entalpía específica de evaporación) y se simboliza por “hfg”, la energía calorífica o entalpía total en cada kilogramo de vapor es la suma de los dos términos anteriores y se denomina “entalpía específica del vapor” o “calor total” [6].

### **1.2.5 Tipos de vapor**

#### **1.2.5.1 Vapor saturado**

Si el vapor es saturado, la temperatura y presión de la cámara van a estar correlacionadas. Si la presión excede a la temperatura, entonces el vapor contiene aire [6], o es un vapor que está a punto de condensarse [10].

#### **1.2.5.2 Vapor sobrecalentado**

El vapor sobrecalentado es el que conforme se transfiere más calor, la temperatura del vapor empieza a aumentar, o también es aquel que no se encuentra en su punto de condensación [10].

#### **1.2.5.3 Vapor flash**

Se conoce como vapor flash a la diferencia entre los valores de la entalpía en líquido saturado dentro de la red de distribución de vapor y la línea de condensado [2].

$$\% \text{ vapor flash} = \frac{h_{lp1} - h_{lp2}}{h_{vp2} - h_{lp2}} \cdot 100 \quad [\text{Ec. 1}]$$

Dónde:

$h_{lp1}$ : Entalpía específica del líquido con la presión de la línea de vapor

$h_{lp2}$ : Entalpía específica del líquido con la presión de la línea de condensados

$h_{vp2}$ : Entalpía específica del vapor saturado con la presión de la línea de condensados.



**Tabla 1.**  
Porcentaje de vapor flash

Presión atmosférica	Presión del vapor flash										
psig	0	2	5	10	15	20	30	40	60	80	100
5	1,7	1	0								
10	2,9	2,2	1,4	0							
15	4	3,2	2,4	1,1	0						
20	4,9	4,2	3,4	2,1	1,1	0					
30	6,5	5,8	5	3,8	2,6	1,7	0				
40	7,8	7,1	6,4	5,1	4	3,1	1,3	0			
60	10	9,3	8,6	7,3	6,3	5,4	3,6	2,2	0		
80	11,7	11,1	10,3	9	8,1	7,1	5,5	4	1,9	0	
100	13,3	12,6	11,8	10,6	9,7	8,8	7	5,7	3,5	1,7	0
125	14,8	14,2	13,4	12,2	11,3	10,3	8,6	7,4	5,2	3,4	1,8
160	16,8	16,2	15,4	14,1	13,2	12,4	10,6	9,5	7,4	5,6	4
200	18,6	18	17,3	16,1	15,2	14,3	12,8	11,5	9,3	7,5	5,9
250	20,6	20	19,3	18,1	17,2	16,3	14,7	13,6	11,2	9,8	8,2
300	22,7	21,8	21,1	19,9	19	18,2	16,7	15,4	13,4	11,8	10,1
350	24	23,3	22,6	21,6	20,5	19,8	18,3	17,2	15,1	13,5	11,9
400	25,3	24,7	24	22,9	22	21,1	19,7	18,5	16,5	15	13,4

Fuente:[11]

### 1.2.6 Mecanismos de transferencia de calor

Para la transferencia de calor hay que distinguir entre un proceso adiabático y uno isotérmico: aunque no hay transferencia de calor durante un proceso adiabático, otros medios como el trabajo pueden cambiar el contenido de energía y en consecuencia, la temperatura de un sistema. El prefijo iso se usa con frecuencia para designar un proceso en el que una propiedad particular permanece constante. Por ejemplo, un proceso isotérmico es aquel durante el cual la temperatura permanece constante [10].

#### 1.2.6.1 Tipos de mecanismos de transferencia de calor

Por conducción, o transferencia de la energía desde la materia a la materia adyacente por contacto directo, sin existir una mezcla entre éstas o flujo de cualquier material.

Por convección o transferencia de la energía. Cuando una corriente o una partícula macroscópica de fluido cruza una superficie específica, tal como el límite de un volumen de control, lleva consigo una determinada cantidad de entalpía. Tal flujo de entalpía recibe el nombre de convección. Debido que la convección es un

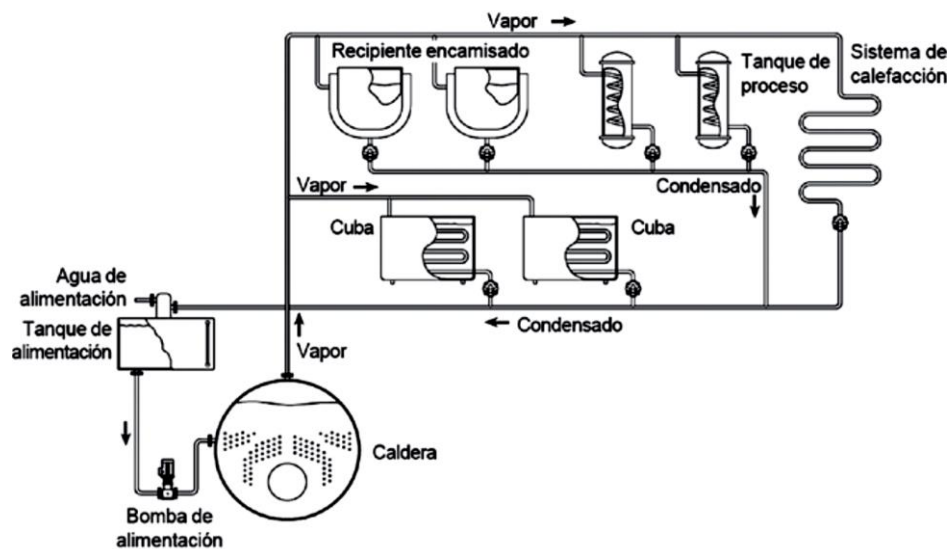
fenómeno macroscópico, solamente puede ocurrir cuando actúan fuerzas sobre la partícula o la corriente de fluido y mantienen su movimiento frente a las fuerzas de fricción.

En la convección natural es la diferencia de densidad del fluido caliente y del frío la que produce el mezclado. En la convección forzada un agitador mecánico o una diferencia de presión externamente impuesta (por un ventilador o un compresor) es lo que produce el mezclado.

Por radiación, tal como las ondas de la luz, infrarrojas, ultravioleta y radio, que emanan desde un cuerpo caliente y se absorben por uno frío [12].

### 1.2.7 La distribución y empleo del vapor

Para el uso adecuado del vapor como un fluido, se dispone desde un generador y los puntos de utilización, los mismos que se encuentran entrelazados por medio de tuberías de distribución para su debido transporte como se evidencia en la figura 4.



**Figura 4.** Esquema básico de una red de distribución de vapor  
**Fuente:** [27]

De una manera más explícita, la generación de vapor se obtiene por medio de una caldera, la cual utiliza combustible para realizar el proceso de combustión, la misma que produce que la temperatura y la entalpía del agua tiendan a elevarse y generar el vapor necesario.

El agua ingresa a la caldera en forma de líquido pre-calentado y sale en forma de vapor recalentado o saturado, el cual es transportado por medio de tuberías y controlados por accesorios mecánicos – térmicos, con la finalidad de disponer del mismo en los puntos o estaciones de trabajo [2].

### **1.2.8 Elementos constitutivos de una red de distribución de vapor**

Toda red de distribución de un fluido está compuesta por tuberías, aislamientos, accesorios de control, entre otros, manteniendo prioridades de acuerdo al tipo de fluido a transportar, es decir, el uso de determinados accesorios o elementos dentro de la red de distribución deben ser muy específicos para cada tipo de sistema.

Para el manejo del fluido cuando es vapor, los elementos deben presentar ciertas características determinadas vinculando el comportamiento del accesorio frente a la presión y la temperatura a las cuales estarán exigidos en el sistema, así como también deben mantener alta resistencia en relación a la abrasión y a las elevadas velocidades de flujo que se manejan en este tipo de redes.

Además, toda red de distribución de vapor debe contar con un apropiado aislamiento térmico, con el fin de impedir las pérdidas térmicas, ya que son la fuente para que la eficiencia del proceso tienda a disminuir [2].

#### **1.2.8.1 Tuberías**

En las plantas químicas los fluidos son transportados de un equipo a otro mediante conexiones que reciben el nombre de tuberías. Dichas tuberías son muy importantes para el buen funcionamiento de todos los equipos presentes, ya que, si una de ellas llegase a fallar el proceso dejaría de ser continuo y se plantearían distintos problemas de funcionamiento. Aun teniendo las medidas de seguridad y control con el objetivo de evitar posibles riesgos en el proceso, así como, para el buen diseño de las tuberías hay distintos parámetros que se tienen que tener en cuenta, los más representativos son: diámetro nominal, caudal, tipo de fluido que circulará por la tubería, presiones y temperaturas de diseño y operación, material de construcción y por último aislamiento y espesor siempre y cuando sea necesario [13].

Según la *American Petroleum Institute* (API), las tuberías tienden a clasificarse según su espesor de pared, llamado *Schedule*, los mismos que se encuentran relacionados con la presión nominal de la tubería, generalmente se utiliza los *Schedule* 40 y 80 para las tuberías de distribución de vapor [2].

Mediante la tabla 2, se expone los diámetros a diferentes medidas de tuberías.

**Tabla 2.**  
Diámetros de tuberías

Nominal size pipe (mm)		15	20	25	32	40	50	65	80	100	150
Bore (mm)	Schedule 40	15.8	21	26.6	35.1	40.9	52.5	62.7	77.9	102.3	154.1
	Schedule 80	13.8	18.9	24.3	32.5	38.1	49.2	59	73.7	97.2	146.4
	Schedule 160	11.7	15.6	20.7	29.5	34	42.8	53.9	66.6	87.3	131.8
	DIN 2448	17.3	22.3	28.5	37.2	43.1	60.3	70.3	82.5	107.1	159.3

Fuente: [14]

### 1.2.8.2 Válvula reguladora de presión

Las válvulas reguladoras de presión se utilizan cuando es necesario reducir la alta presión variable existente en el suministro de entrega, a una presión más baja y constante requerida por el servicio. Estas válvulas no solo reducen la presión, también tienen la función de mantener a los valores prefijados en forma independiente de la cantidad de fluido que pasa a través de ellas como indica la figura 5, todo dentro de límites razonables previamente establecidos [15].

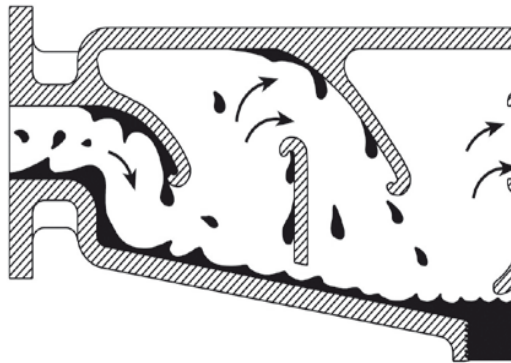


**Figura 5.** Válvula reguladora de presión  
Fuente: [28]

### 1.2.8.3 Separadores de gotas

En referencia a la figura 6, los separadores de gotas, tienen la finalidad de almacenar las partículas o gotas de condensado que se encuentran en la línea de distribución de vapor, para ser depositados en la parte inferior del accesorio, el mismo que tendrá

una salida para su debido drenaje, manteniendo el vapor saliente del separador libre de partículas de agua [2].



**Figura 6.** Separador de gotas  
**Fuente:** [27]

#### **1.2.8.4 Purgadores**

Los purgadores son elementos que están dispuestos a evacuar el condensado que por lo general se ubican en los sitios más bajos del sistema de distribución de vapor, el drenaje del condensado se puede realizar de una manera manual o automática, tomando en cuenta que, mediante la forma manual, el sistema requiere de la atención constante a estos elementos, sin embargo, los elementos automáticos pueden garantizar que el circuito de vapor sea libre de condensados [2].

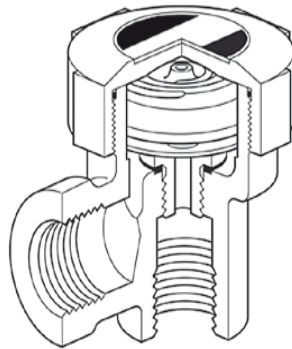
Los purgadores de acuerdo a su aplicación, funcionamiento e instalación, se clasifican en:

- Termostáticos
- Mecánicos
- Termodinámicos

#### **1.2.8.5 Purgadores termostáticos**

En los purgadores termostáticos como se observa en la figura 7, su principio de funcionamiento se basa mediante cambios de temperatura, cuando existe la esta variación, el fluido cede su valor de entalpía de evaporización, estimulando el condensado a la temperatura en la que se encuentra el vapor, este tipo de purgador tiene la capacidad de captar la temperatura y la posición de la válvula

de control en relación al asiento con la finalidad de realizar la descarga del condensado [2].



**Figura 7.** Purgador termostático  
**Fuente:** [27]

#### **1.2.8.6 Purgadores mecánicos**

En este tipo de purgadores su funcionamiento se debe al cambio de densidad entre el condensado y el vapor, como se indica en la figura 8. Los purgadores mecánicos disponen de un depósito con una boya o flotador, el mismo que se activa cuando el nivel de almacenamiento de condensado tiende a subir y así proceder a la apertura de la válvula del flujo o paso.

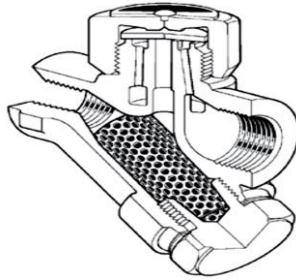


**Figura 8.** Purgador mecánico de boya  
**Fuente:**[28]

#### **1.2.8.7 Purgadores termodinámicos**

El principio de funcionamiento de los purgadores termodinámicos, está basado en la dinámica del fluido, es decir, depende de la capacidad de formación de revaporizado del condensado, como se encuentra expuesto en la figura 9. Existe varios tipos de purgadores termodinámicos como son los de impulsos, disco y placa

orificio, toda esta variación de purgadores obedecen en que el condensado caliente a una determinada presión se pueda revaporizar, dando paso a una mezcla de agua y vapor [2]



**Figura 9.** Purgador termodinámico  
**Fuente:** [27]

#### **1.2.8.8 Válvulas antiretorno**

Para evitar el retorno del flujo se utilizan las válvulas de retención, estas válvulas se construyen de dos tipos distintos, conocidos con los nombres de: retención a bisagra y retención horizontal como se verifica en la figura 10. Ambos tipos están diseñados para producir la misma simple función de permitir el paso del flujo solo en una dirección, de modo que el sentido del flujo las abre, mientras que la fuerza de la gravedad y el contra sentido del mismo flujo las cierra automáticamente [15].



**Figura 10.** Válvula antiretorno  
**Fuente:** [28]

#### **1.2.8.9 Filtros**

Debido a que en los sistemas de distribución de un fluido existen partículas de todo tipo, se expone a continuación las causas de la existencia de dichas partículas dentro de las tuberías.

- Cuando la tubería es nueva, el arrastre o barrido de partículas se debe a la arena existente durante el proceso de fundición, residuos del mecanizado al que son expuestas, por procesos de soldadura o por acciones de montaje.

- Debido a la antigüedad de las tuberías, existe el barrido de partículas provenientes a la oxidación de las tuberías o presencia de carbonatos o sólidos presentes en las aguas duras.

Las partículas que son arrastradas por el interior de las tuberías y que se encuentran a elevadas velocidades, provocan abrasión y atascamiento en válvulas o accesorios, creando la posibilidad de dejar al equipo o elemento inutilizado, por lo que es recomendable usar este tipo de filtros antes de cada purgador, válvulas o cualquier elemento de control de flujo [2], de una manera ilustrativa se expone en la figura 11.



**Figura 11.** Filtro  
**Fuente:** [28]

#### **1.2.8.10 Aislamiento de tuberías**

La determinación de un espesor de aislamiento adecuado obedece en algunos casos a condiciones exclusivamente técnicas, como es limitar la caída de temperatura de un fluido en una conducción o fijar la temperatura máxima superficial de un aislamiento por motivos de seguridad de los trabajadores, sin embargo, la gran parte de las inversiones en aislamiento tienen un carácter marcadamente económico que tiene su origen en la limitación de las pérdidas de calor cuando las tuberías discurren por recintos a temperaturas muy diferentes a las ambientales [2].

### **1.3 Conclusiones del capítulo**

La presencia de una caldera en la generación de energía es fundamental, ya que, es el equipo con mayor utilización para cumplir con la demanda de energía eléctrica.

La correcta selección de tuberías y accesorios en una red de distribución de vapor al momento de realizar el diseño es de gran importancia debido a que, si se quiere garantizar el diseño y el buen funcionamiento del mismo, estos elementos deben ser los apropiados para satisfacer las condiciones a las cuales van a estar expuestos.



## CAPÍTULO 2

### DISEÑO Y EVALUACIÓN TÉRMICA DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

En el presente capítulo se abordará y se hará énfasis en la formulación para el rediseño del sistema de la red de distribución de vapor de la línea de planchado de la empresa FABRILFAME S.A, mediante la investigación científica, la que permitirá establecer con exactitud el estado actual con el que se encuentra funcionando el mencionado sistema.

De la misma manera, se formularán las respectivas ecuaciones para identificar todo tipo de pérdidas que se están presentando en la red de distribución de vapor como son las pérdidas hidráulicas y térmicas.

#### 2.1 Flujo volumétrico

El volumen del fluido que fluye a través de una sección transversal por unidad de tiempo se llama flujo volumétrico o gasto volumétrico [16].

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad [\text{Ec. 2}]$$

Dónde:

$\dot{V}$ : Flujo volumétrico, [m<sup>3</sup>/s].

$\rho$ : Densidad del fluido, [kg/m<sup>3</sup>].

$\dot{m}$ : Caudal másico, [kg/s].

#### 2.2 Velocidad del fluido

La velocidad del fluido se define como la relación entre el avance lineal sobre una unidad de tiempo [2].

En la tabla 3, se observa los valores referenciales de la velocidad de un fluido dentro de la tubería, respecto a la presión a la cual se encuentra trabajando en el sistema o red de distribución.

**Tabla 3.**  
Valores máximos referenciales para vapor

Bar	Presión	Velocidad máxima recomendada	
	MPa	m/s	
		Saturado	Recalentado
< 2	< 0,2	30	35
2 - 5	0,2 – 0,5	35	45
5 - 10	0,5 – 1	40	50
10 - 25	1 – 2,5	50	60
25 - 100	2,5 – 10	60	75

Fuente: [2]

La relación de la velocidad y el flujo volumétrico, está definido por la ecuación 3.

$$V = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2} \quad [\text{Ec. 3}]$$

Dónde:

$D$ : Diámetro del tubo, [m].

$V$ : Velocidad, [m/s].

### 2.3 Viscosidad cinemática

La viscosidad cinemática de un fluido se la conoce como la razón entre la viscosidad dinámica y la densidad del fluido en análisis [10].

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad [\text{Ec. 4}]$$

Dónde:

$v$ : Viscosidad cinemática, [m<sup>2</sup>/s].

$\mu$ : Viscosidad dinámica, [kg/ m·s].

### 2.4 Número de Reynolds

Se define como la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas de fricción, mediante la ecuación 5, se expresa para flujo interno en una tubería circular [17].

$$R_e = \frac{V \cdot L_c}{v} \quad [\text{Ec. 5}]$$

Dónde:

$L_c$ : Longitud característica, [m].

$R_e$ : Número de Reynolds, [adimensional].

## 2.5 Flujo turbulento

El flujo turbulento se caracteriza por fluctuaciones de velocidad y movimiento desordenado [17], los flujos tienen números de Reynolds grandes debido a una velocidad elevada y/o una viscosidad baja y tienden a ser turbulentos [16].

Si  $R_e > 4000$ , el flujo es turbulento.

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3,7 \left( \frac{D}{\varepsilon} \right)} + \frac{5,74}{R_e^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [\text{Ec. 6}]$$

Dónde:

$f$ : Factor de fricción de Darcy, [adimensional].

$\varepsilon$ : Rugosidad del material, [m].

**Tabla 4.**  
Valores de rugosidad de los materiales

Material	Rugosidad $\varepsilon$ ,
	m
Vidrio	Liso
Plástico	$3,0 \times 10^{-7}$
Tubo extruido, cobre, latón y acero	$1,5 \times 10^{-6}$
Acero, comercial o soldado	$4,6 \times 10^{-5}$
Hierro galvanizado	$1,5 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil, recubierto	$1,2 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil, no recubierto	$2,4 \times 10^{-4}$
Concreto, bien fabricado	$1,2 \times 10^{-4}$
Acero remachado	$1,8 \times 10^{-3}$

Fuente: [16]

## 2.6 Pérdidas mayores

Para realizar los cálculos necesarios en pérdidas de energía en tuberías se trabaja con la ecuación general de energía como extensión de la ecuación de Bernoulli, lo

que posibilita resolver casos en los que existe presencia de pérdidas y ganancia de energía hidráulica, por lo tanto, la ecuación para el respectivo cálculo se denota:

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad [\text{Ec. 7}]$$

Dónde:

$P_1$ : Presión inicial, [Pa].

$P_2$ : Presión final, [Pa].

$\gamma$ : Peso específico, [N/m<sup>3</sup>].

$h_A$ : Energía que se agrega al fluido, [m].

$h_R$ : Energía que se remueve del fluido, [m].

$z_1$ : Carga de elevación inicial, [m].

$z_2$ : Carga de elevación final, [m].

$v_1$ : Velocidad inicial, [m/s].

$v_2$ : Velocidad final, [m/s].

### 2.6.1 Pérdidas de carga por fricción

La pérdida de carga  $h_L$  representa la altura adicional a la que necesita elevarse el fluido por medio de una bomba para vencer las pérdidas por fricción en el tubo [18].

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad [\text{Ec. 8}]$$

Dónde:

$h_f$ : Pérdida de carga por fricción, [m].

$g$ : Aceleración debida a la gravedad, [m/s<sup>2</sup>].

### 2.6.2 Pérdidas menores en accesorios de tubería

Las pérdidas menores, usualmente se consideran por separado a todas las diferentes contribuciones de pérdida en un sistema de distribución, como por ejemplo los codos, tee, válvulas, entre otros [19].

**Tabla 5.**  
Resistencia de válvulas y acoplamientos

Tipo	(L/D) <sub>eq</sub>
Válvula de globo abierta por completo	340
Válvula de ángulo abierta por completo	150
Válvula de compuerta abierta por completo	8
3/4 abierta	35
1/2 abierta	160
1/4 abierta	900
Válvula de verificación tipo giratoria	100
Válvula de verificación tipo bola	150
Válvula de mariposa abierta, por completo (2 - 8 pulg)	45
10 - 14 pulg	35
16 - 24 pulg	25
Válvula de pie tipo disco de vástago	420
Válvula de pie tipo disco de bisagra	75
Codo estándar de 90°	30
Codo de 90 de radio largo	20
Codo roscado a 90°	50
Codo estándar a 45°	16
Codo roscado a 45°	26
Vuelta cerrada en retorno	50
Te estándar con flujo directo	20
Con flujo en el ramal	60

**Fuente:** [16]

Mediante la tabla 5 se evidencia los diferentes valores correspondientes a la relación de la longitud y el diámetro para pérdidas menores en accesorios.

**Tabla 6.**  
Coeficientes de pérdidas por fricción

Accesorio	K
Válvula de asiento, abierta completamente	10
Válvula de ángulo, abierta completamente	5
Válvula de compuerta, abierta completamente	0,2
Válvula de compuerta, semiabierta	5,6
Curvatura de 180°	2,2
Te	1,8
Codo de 90°	0,9
Codo de 45°	0,4

**Fuente:** [20]

En la tabla 6 se observa los coeficientes de pérdidas por fricción en los accesorios.

Mediante el coeficiente de resistencia  $K$ , se determina la pérdida de carga, en función de la longitud equivalente, en diámetros de tubería  $L/D$ , que cause la misma pérdida de presión que la válvula [21].

$$h_L = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad [\text{Ec. 9}]$$

Dónde:

$h_L$ : Pérdida de carga en accesorios, [m].

$K$ : Coeficiente de resistencia, [adimensional].

### 2.6.3 Pérdidas por ensanchamiento de tubería

La pérdida que ocurre en el ensanchamiento de diámetro, de una sección de diámetro 1, a una sección de diámetro 2, mediante la ecuación 10, se expone la fórmula para el cálculo de pérdidas por ensanchamiento [21]:

$$h_e = k \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad [\text{Ec. 10}]$$

Siendo el valor de  $k$ :

$$K = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 \quad [\text{Ec. 11}]$$

Dónde:

$d_1$ : Diámetro menor de la sección de tubería, [m].

$d_2$ : Diámetro mayor de la sección de tubería, [m].

$h_e$ : Pérdidas de energía por ensanchamiento, [m].

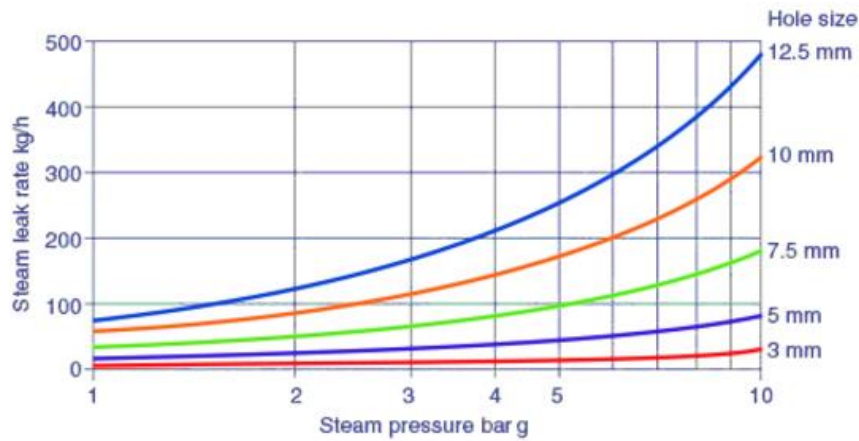
### 2.6.4 Pérdidas por estrechamiento de tubería

Se utiliza la misma ecuación 10 de pérdida de energía por ensanchamiento, tomando en cuenta la variante en el valor de  $k$ , siendo [21]:

$$K = 0,5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right) \quad [\text{Ec. 12}]$$

### 2.6.5 Pérdidas por medio de fugas u orificios

Este tipo de pérdidas puede presentarse debido al mal estado en la tubería del sistema, falta de mantenimiento en los accesorios que contempla la red de distribución, fallos en los acoplamientos de la instalación o por fisuras y poros en soldaduras, provocando fugas de vapor vivo [2], en la tabla 7, se verifica los valores de cada diámetro donde se presentan las fugas de vapor.



**Figura 12.** Pérdidas de vapor por orificios  
**Fuente:** [22]

**Tabla 7.**

Flujo de vapor a través de los orificios que descargan a la atmósfera

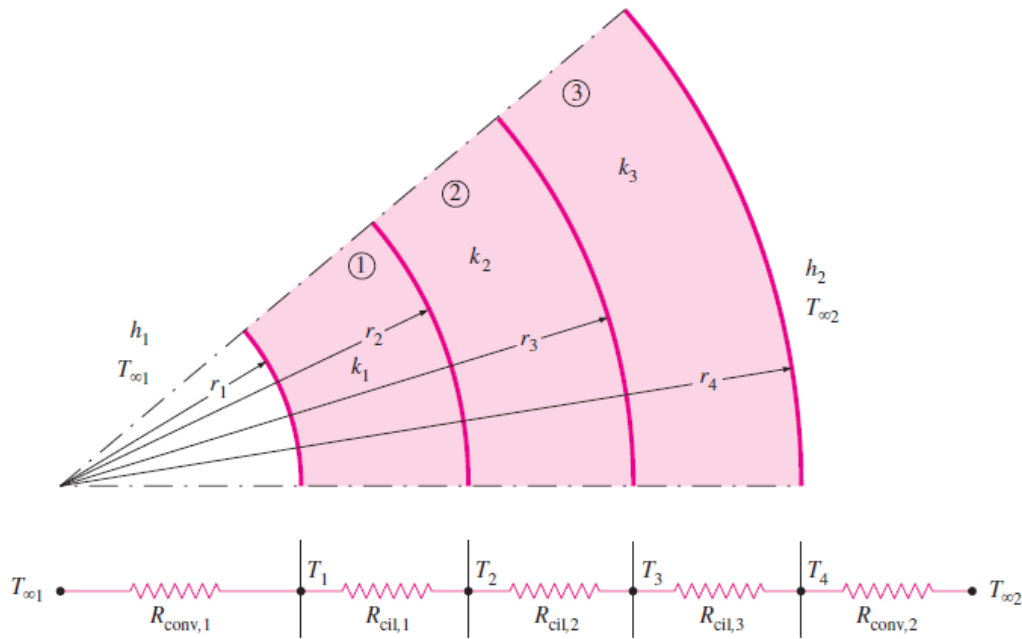
Diámetro	Caudal de vapor												
	lb/h												
(in)	2 psi	5 psi	10 psi	15 psi	25 psi	50 psi	75 psi	100 psi	125 psi	150 psi	200 psi	250 psi	300 psi
1/32	0,31	0,47	0,58	0,7	0,94	1,53	2,12	2,7	3,3	3,9	5,1	6,3	7,4
1/16	1,25	1,86	2,3	2,8	3,8	6,1	8,5	10,8	13,2	15,6	20,3	25,1	29,8
3/32	2,81	4,2	5,3	6,3	8,45	13,8	19,1	24,4	29,7	35,1	45,7	56,4	67
1/8	4,5	7,5	9,4	11,2	15	25,5	34	43,4	52,9	62,4	81,3	100	119
5/32	7,8	11,7	14,6	17,6	23,5	38,3	53,1	67,9	82,7	97,4	127	156	186
3/16	11,2	16,7	21,8	25,3	33,8	55,1	76,4	97,7	119	140	183	226	268
7/32	15,3	22,9	28,7	34,4	46	75	104	133	162	191	249	307	365
1/4	20	29,8	37,4	45	60,1	98	136	173	212	250	325	401	477
9/32	25,2	37,8	47,4	56,9	76,1	124	172	220	268	316	412	507	603
5/16	31,2	46,6	58,5	70,3	94	153	212	272	331	390	508	627	745
11/32	37,7	56,4	70,7	85,1	114	185	257	329	400	472	615	758	901
3/8	44,9	67,1	84,2	101	135	221	306	391	476	561	732	902	1073
13/32	52,7	78,8	98,8	119	159	259	359	459	559	659	859	1059	1259
7/16	61,1	91,4	115	138	184	300	416	532	648	764	996	1228	1460
15/32	70,2	105	131	158	211	344	478	611	744	877	1144	1410	1676
1/2	79,8	119	150	180	241	392	544	695	847	998	1301	1604	1907

**Fuente:** [11]

## 2.7 Pérdidas por transmisión de calor

Este tipo de pérdidas se producen debido al flujo calorífico que se genera en las tuberías desde una temperatura superior a la temperatura ambiente que las rodea [2].

Las pérdidas térmicas en una red de tuberías de vapor se produce mediante los tres modos de intercambio como son conducción, convección y radiación [23].



**Figura 13.** Red de resistencias térmicas de transferencia de calor

**Fuente:** [18]

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{\sum R_{total}} \quad [\text{Ec. 13}]$$

Dónde:

$\dot{Q}$ : Razón de transferencia de calor, [W].

$T_1$ : Temperatura interna, [°C].

$T_2$ : Temperatura externa, [°C].

$R_{total}$ : Sumatoria de resistencias, [°C /W].

### 2.7.1 Intercambio de calor por conducción

La razón de calor transferida desde el interior de un elemento hasta el exterior, es directamente proporcional al área de la superficie de la pared, que se encuentra



normal a la dirección del flujo de calor, directamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre las paredes, e inversamente proporcional al espesor de estas [24].

En la tabla 8, se evidencia los valores de conductividad térmica que presentan ciertos materiales.

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k} \quad [\text{Ec. 14}]$$

Dónde:

$R_{cond}$ : Resistencia por conducción, [°C /W].

$k$ : Conductividad térmica del aislante, [W/m·°C].

$r_1$ : Radio interno del aislante, [m].

$r_2$ : Radio externo del aislante, [m].

**Tabla 8.**  
Conductividad térmica

Material	k
	W/m.°C
Diamante	2300
Plata	429
Cobre	401
Oro	317
Aluminio	237
Hierro	80,2
Mercurio	8,54
Vidrio	0,78
Ladrillo	0,72
Agua	0,607
Piel humana	0,37
Madera (roble)	0,17
Helio	0,152
Caucho suave	0,13
Fibra de vidrio	0,043
Aire	0,026
Uretano, espuma rígida	0,026

**Fuente:** [18]

### 2.7.1.1 Resistencia térmica a través de la pared de la tubería

La temperatura de la interface tubería – aislante, es aproximadamente igual a la temperatura de saturación del vapor, ya que la resistencia térmica a través de la pared de la tubería tiende a ser pequeña y a desaparecer.

$$R_{tubería} = \frac{\ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_p} \quad [\text{Ec. 15}]$$

Dónde:

$R_{tubería}$ : Resistencia por conducción en la pared de la tubería, [°C /W].

$k_p$ : Conductividad térmica del material que constituye la tubería, [W/m·°C].

$r_0$ : Radio externo de la tubería, [m].

$r_i$ : Radio interno de la tubería, [m].

### 2.7.2 Intercambio de calor por convección

El fluido frío adyacente a superficies calientes recibe calor que luego transfiere al resto del fluido frío mezclándose con él. La convección libre o natural ocurre cuando el movimiento del fluido no se complementa por agitación mecánica, sin embargo, cuando el fluido se agita mecánicamente, el calor se transfiere por convección forzada [25].

Indicando, que la resistencia por convección es inversamente proporcional al coeficiente convectivo de transferencia de calor, en la tabla 9, se verifica los valores típicos del mencionado coeficiente.

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A} \quad [\text{Ec. 16}]$$

Dónde:

$R_{conv}$ : Resistencia por convección, [°C /W].

$h$ : Coeficiente convectivo de transferencia de calor, [W/m²· K].

$A$ : Área, [m²].

**Tabla 9.**  
Valores del coeficiente de transferencia de calor

Proceso	h (W/m <sup>2</sup> ·K)
Convección libre	
Aire	5 - 25
Convección forzada	
Aire	10 - 500
Agua	100 - 15000
Agua hirviendo	2500 - 25000
Condensación de vapor de agua	5000 100000

Fuente: [26]

### 2.7.3 Intercambio de calor por radiación

En contraste con los mecanismos de conducción y convección, en donde está involucrada la transferencia de energía a través de un medio material, el calor también se transfiere a regiones donde existe el vacío perfecto, en este caso, el mecanismo es la radiación electromagnética [26].

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad [\text{Ec. 17}]$$

Dónde:

$\dot{Q}_{rad}$ : Razón de pérdida de energía, [W].

$\varepsilon$ : Emisividad, [adimensional].

$\sigma$ : Constante de Stefan Boltzmann, [W/m<sup>2</sup>· K<sup>4</sup>].

$T_1$ : Temperatura exterior de la tubería, [°C].

$T_2$ : Temperatura alrededor del aislante, [°C].

A través de la tabla 10, se expone los valores de emisividad de los materiales, para los diferentes tipos de materiales, indicando que dicho valor es adimensional.

**Tabla 10.**  
Valores de emisividad

Material	$\epsilon$
	Emisividad
Hoja de aluminio	0,07
Aluminio anodizado	0,82
Cobre pulido	0,03
Oro pulido	0,03
Plata pulida	0,02
Acero inoxidable pulido	0,17
Pintura negra	0,98
Pintura blanca	0,9
Papel blanco	0,92 - 0,97
Pavimento de asfalto	0,85 - 0,92
Ladrillo rojo	0,93 - 0,96
Piel humana	0,95
Madera	0,82 - 0,92
Suelo	0,93 - 0,96
Agua	0,96
Vegetación	0,92 - 0,96

Fuente: [18]

## 2.8 Error de transferencia de calor por radiación

El error en la transferencia de calor, resulta debido al uso de la ecuación 18 está dado de la siguiente manera [24].

$$\% \text{ error} = 10^2 \cdot \left( \frac{T_1 - T_2}{2 \cdot T_m} \right)^2 \quad [\text{Ec. 18}]$$

Dónde:

$T_m$ : Temperatura media, [°C].

## 2.9 Coeficiente convectivo de transferencia de calor

Sir Isaac Newton propone la siguiente ecuación para predecir la razón de transferencia de calor por convección de una superficie sólida hacia el fluido que lo rodea, relacionando el coeficiente convectivo de transferencia de calor [24].

$$\dot{Q} = h_{prom} \cdot A \cdot (T_w - T_\infty) \quad [\text{Ec. 19}]$$

Dónde:

$h_{prom}$ : Coeficiente de convección promedio de transferencia de calor, [W/m<sup>2</sup>·K].

$T_w$ : Temperatura de la superficie sólida, [°C].

$T_\infty$ : Temperatura del flujo que se encuentra lo suficientemente lejos de la superficie sólida, [°C].

## 2.10 Distribución de temperatura en sistemas radiales

Los sistemas cilíndricos generalmente experimentan gradientes de temperatura solo en la dirección radial y por consiguiente, se tratan como unidimensionales, estos sistemas se analizan mediante la ecuación de calor [1].

$$T_r = \frac{T_{si} - T_{se}}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \cdot \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{se} \quad [\text{Ec. 20}]$$

Dónde:

$T_r$ : Temperatura radial, [°C].

$T_{si}$ : Temperatura superficial interna, [°C].

$T_{se}$ : Temperatura superficial externa, [°C].

$r$ : Radio medio del aislante, [m].

### 2.10.1 Radio crítico del aislante

El radio crítico de aislamiento depende de la conductividad térmica del aislamiento  $k$  y del coeficiente externo de transferencia de calor  $h$  por convección [18]:

$$r_{cr} = \frac{k}{h} \quad [\text{Ec. 21}]$$

Dónde:

$r_{cr}$ : Radio crítico, [m].

### 2.10.2 Transferencia de calor en la condensación

En el calentamiento o en sistemas de generación de energía que utilizan vapor, este se debe condensar para usarlo nuevamente, la eficiencia de la unidad condensadora

se determina según el modo de condensación que prevalece, puede ser por goteo o por película [24].

$$\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_F} = \left( \frac{\rho \cdot D_o^2 \cdot g}{24,2 \cdot v \cdot \dot{m}_F} \right)^{\frac{1}{9}} \quad [\text{Ec. 22}]$$

Dónde:

$\dot{m}_D$ : Flujo de masa unitario de vapor condensado por goteo, [kg/m<sup>2</sup>·s].

$\dot{m}_F$ : Flujo de masa unitario de vapor condensado por película, [kg/m<sup>2</sup>·s].

$D_o$ : Diámetro de la gota, [m].

Se recomienda considerar la condensación del vapor a la presión atmosférica con  $\dot{m}_F = 1,36 \times 10^{-2}$  kg/m<sup>2</sup>·s.

## 2.11 Eficiencia térmica del proceso

En la ecuación 22, se observa la formulación para determinar la eficiencia de una máquina térmica, indicando que,  $Q_s$  representa la magnitud de la energía que se desperdicia con la finalidad de completar el ciclo. Sin embargo,  $Q_s$  nunca es cero; de esta manera, la salida neta de trabajo de una máquina térmica es siempre menor que la cantidad de entrada de calor, es decir, sólo parte del calor transferido a la máquina térmica se convierte en trabajo [10].

$$\eta = 1 - \frac{Q_s}{Q_l} \quad [\text{Ec. 23}]$$

Dónde:

$\eta$ : Eficiencia de la máquina térmica, [%].

$Q_s$ : Cantidad de calor utilizado, [W].

$Q_l$ : Cantidad de calor suministrado, [W].

## **2.12 Conclusiones del capítulo**

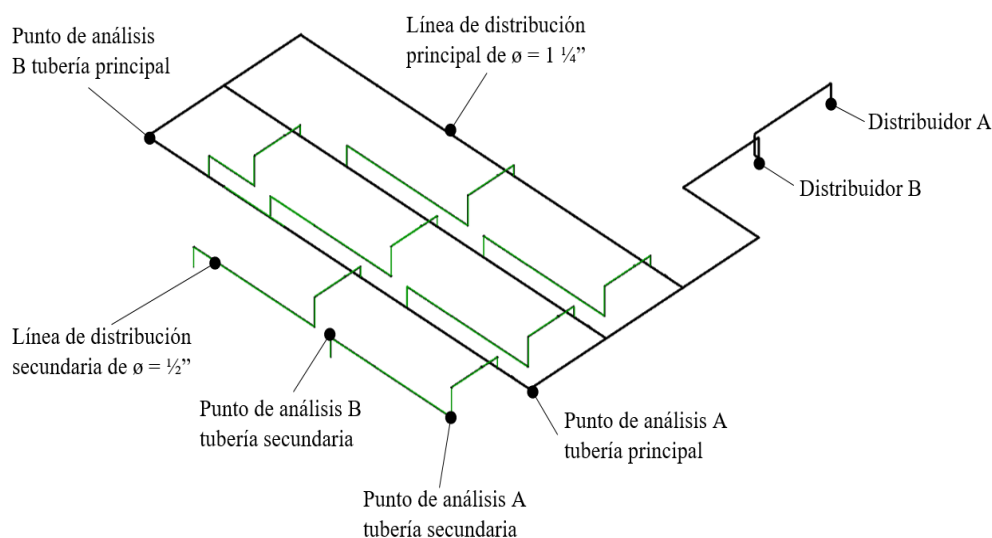
Mediante la formulación descrita en cada subíndice del capítulo presente, se realizará los cálculos respectivos para verificar el estado real y las condiciones en las que se encuentra el sistema de la red de distribución de vapor de la línea de planchado de la empresa FABRILFAME S.A.

A través de la formulación del capítulo actual, se simplifica y facilita los procedimientos, con el fin de efectuar los cálculos de la red del sistema de distribución de vapor.

### CAPÍTULO 3

#### ANÁLISIS DEL ESTADO ACTUAL DEL SISTEMA DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DE LA LÍNEA DE PLANCHADO DE LA EMPRESA FABRILFAME S.A

En el presente capítulo se aplicará la formulación expuesta en el apartado anterior, con la finalidad de realizar un análisis mediante los cálculos pertinentes respecto al estado actual del sistema de la red de distribución de vapor y así poder comprobar los resultados obtenidos con los monogramas establecidos y las tablas de información adquiridas a través de la investigación científica.



**Figura 14.** Esquema actual del sistema de la red de distribución de vapor

En la figura 14, se observa los diferentes puntos de análisis para los cálculos de pérdidas y transmisión térmica del sistema de la red de distribución de vapor, en el cual el primer tramo de análisis será desde el distribuidor A hacia el distribuidor B, posterior a esto se realizará los cálculos respectivos por tramos, es decir, hacia el punto A y B de la tubería principal la cual tiene un diámetro de  $1\frac{1}{4}$ ", luego se continuará al segmento de tubería principal AB, posterior a esto, al punto A y B de la tubería secundaria con un diámetro de  $\frac{1}{2}$ ".



### 3.1 Tramo de análisis distribuidor A – distribuidor B

#### 3.1.1 Cálculo del flujo volumétrico

Para determinar el valor del flujo volumétrico, se utilizará la ecuación 2, de la misma manera, se tomará el dato del caudal másico que entrega la caldera que es de 0,126 kg/s, así como, el valor de la densidad del vapor, el cual corresponde a 3,256 kg/m<sup>3</sup>.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$\dot{V} = \frac{0,126 \frac{kg}{s}}{3,256 \frac{kg}{m^3}}$$

$$\dot{V} = 0,0387 \frac{m^3}{s}$$

Los 0,0387 m<sup>3</sup>/s, corresponden a la cantidad del flujo volumétrico que circula por la tubería del sistema por unidad de tiempo.

#### 3.1.2 Cálculo de la velocidad del fluido

La velocidad del fluido se establece mediante la ecuación 3, utilizando como dato el valor del diámetro de tubería de 0,0351 m, obtenido del anexo 5, el mismo que corresponde al valor real del sistema, así mismo, el resultado ya obtenido del flujo volumétrico.

$$V = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2}$$

$$V = \frac{4 \cdot 0,0387 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot (0,0351 m)^2}$$

$$V = 40,06 \frac{m}{s}$$

En el interior de la tubería de diámetro 0,0351 m, se encuentra circulando vapor a una velocidad de 40,06 m/s.

El valor obtenido mediante cálculos de la velocidad, se compara con los datos de la tabla 3, correspondiente a los valores máximos referenciales de la velocidad, existiendo una gran similitud entre los dos resultados.

### 3.1.3 Cálculo de la viscosidad cinemática

A través de la ecuación 4, se determina el valor de la viscosidad cinemática, para la cual se obtendrá el referente de la viscosidad dinámica del anexo 3 el mismo que corresponde a  $1,43 \times 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$  y el valor de la densidad antes ya mencionado de  $3,256 \text{ kg/m}^3$ .

$$v = \frac{\mu}{\rho}$$

$$v = \frac{1,43 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}}{3,256 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$v = 4,39 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Los  $4,39 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , representan el valor de la viscosidad cinemática, el cual será utilizado en la fórmula para determinar el número de Reynolds.

### 3.1.4 Cálculo del número de Reynolds

Tomando en cuenta la ecuación 5, se determinará el número de Reynolds en un tramo de tubería de longitud de 15 m, considerando los resultados ya obtenidos, tanto de la velocidad de 40,06 m/s y el de la viscosidad cinemática de  $4,39 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ .

$$R_e = \frac{V \cdot L_c}{v}$$

$$R_e = \frac{40,06 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 15 \text{ m}}{4,39 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$R_e = 1,364 \times 10^8$$

El resultado obtenido del número de Reynolds, representa que el flujo de vapor dentro de la tubería es turbulento.

### 3.1.5 Cálculo del factor de fricción

De acuerdo al resultado obtenido del número de Reynolds, donde indica que el flujo es turbulento, se calcula el valor de fricción mediante la ecuación 6, utilizando el valor de la rugosidad del material de  $4,6 \times 10^{-5} \text{ m}$  de la tabla 4 y el resto de valores ya antes obtenidos.

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3,7 \left( \frac{D}{\varepsilon} \right)} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$
$$f = \frac{0,25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3,7 \left( \frac{0,0351 \text{ m}}{4,6 \times 10^{-5} \text{ m}} \right)} + \frac{5,74}{(1,364 \times 10^8)^{0,9}} \right) \right]^2}$$
$$f = 0,021$$

El valor de 0,021, corresponde al valor de fricción que existe dentro de la tubería, el mismo que será utilizado para los cálculos de pérdidas de carga.

### 3.1.6 Cálculo de las pérdidas de carga por fricción

Mediante la ecuación 8, se determinará el valor de las pérdidas por fricción, tomando en cuenta el valor de la gravedad correspondiente a  $9,8 \text{ m/s}^2$  y los valores expuestos anteriormente como son la velocidad, la longitud de tubería, el diámetro y el valor de fricción.

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$
$$h_f = 0,021 \cdot \frac{15 \text{ m}}{0,0351 \text{ m}} \cdot \frac{\left( 40,06 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$
$$h_f = 734,8 \text{ m}$$

El valor de 734,8 m representa las pérdidas de carga en metros de vapor que existe dentro de la tubería debido a la fricción.

### 3.1.7 Cálculo de las pérdidas menores en accesorios de tubería

Para determinar el valor de las pérdidas menores en los accesorios del sistema de distribución, se utilizará la ecuación 9, así como, los valores correspondientes de fricción y resistencia de cada uno de los elementos, los mismos que se encuentran expuestos en la tabla 5 y tabla 6.

**Tabla 11.**  
Cálculo de pérdidas menores

Pérdidas menores en accesorios Tramo de distribución Distribuidor A - Distribuidor B						
Accesorio	Medida	Cantidad	Resistencia	Factor de fricción	K	hl (m)
Codo a 90	1 1/4"	2	0,022	30	1,32	107,97

Los 107,97 m expuestos en la tabla 11, representa el valor pérdidas menores en los accesorios del sistema de distribución en el tramo de análisis respectivo.

### 3.1.8 Cálculo de pérdidas mayores

Para el cálculo de pérdidas mayores se utilizará la ecuación 7, con una presión de 0,5 MPa, las alturas  $z_1$  y  $z_2$  con un valor de 1 m cada una, además el peso específico del vapor obtenido del anexo 4 correspondiente a 3,1746 kg/m<sup>3</sup>, adjunto a estos se considerará los valores ya calculados de velocidad, pérdidas menores y pérdidas por fricción.

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_f - h_l = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$P_1 - P_2 = (h_f + h_l) \cdot \gamma$$

$$P_1 - P_2 = (734,8 + 107,97) m \cdot 3,1746 \frac{N}{m^3}$$

$$P_1 - P_2 = 2675 Pa$$

$$(P_1 - 2675 Pa) = P_2$$

$$P_2 = 0,4973 MPa$$

Se evidencia un decrecimiento en el valor de la presión en un punto final  $P_2$  de 0,00267 MPa, debido a las pérdidas por fricción, pérdidas en accesorios, entre otros.

### 3.1.9 Cálculo de intercambio de calor por conducción

Para realizar el cálculo del intercambio de calor por conducción se utilizará la ecuación 14, considerando el referente de la conductividad térmica del aislante proveniente de la tabla 8 de 0,043 W/m·°C y el valor de los radios interno y externo del aislante de 0,01755 m y 0,05 m respectivamente y la longitud de la tubería de 15 m.

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k}$$
$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{0,05 \text{ m}}{0,01755 \text{ m}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 15 \text{ m} \cdot 0,043 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}$$
$$R_{cond} = 0,2583 \frac{^\circ C}{W}$$

El valor de 0,2583 °C/W representa la resistencia térmica del aislante.

### 3.1.10 Cálculo de la resistencia térmica a través de la pared de la tubería

Mediante la ecuación 15, se calculará la resistencia térmica que existe en la pared de la tubería del flujo de vapor, utilizando como valores los radios interno y externo de la tubería de 15 m correspondiente a 0,0211 y 0,0175 m respectivamente, los cuales fueron obtenidos del anexo 5, de la misma manera, se utilizará el valor de la conductividad térmica que presenta la tubería expuesta en la tabla 8.

$$R_{tubería} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_p}$$
$$R_{tubería} = \frac{\ln\left(\frac{0,0211 \text{ m}}{0,0175 \text{ m}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 15 \text{ m} \cdot 80,2 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}$$
$$R_{tubería} = 2,47 \times 10^{-5} \frac{^\circ C}{W}$$

El valor de  $2,47 \times 10^{-5}$  °C/W representa la resistencia térmica de la pared de la tubería.

### 3.1.11 Cálculo del intercambio de calor por convección

Considerando la ecuación 16, se realizará los cálculos respectivos al intercambio de calor por convección, tomando el valor del coeficiente convectivo de transferencia de la tabla 9 correspondiente a 20 W/m<sup>2</sup>· °C.

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A}$$
$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot \pi \cdot r^2}$$
$$R_{conv} = \frac{1}{20 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot \pi \cdot (0,05 m)^2}$$
$$R_{conv} = 6,36619 \frac{^\circ C}{W}$$

El valor de 6,36619 °C/W representa la resistencia térmica por convección que existe entre la tubería y el material aislante.

### 3.1.12 Cálculo del intercambio de calor por radiación

De acuerdo a la ecuación 17, se determinará el valor del intercambio de calor por radiación, considerando los valor de emisividad expuesto en la tabla 10 con un valor de 0,82, de la misma forma el valor de la constante de Stefan Boltzmann correspondiente a 5,67 x 10<sup>-8</sup> W/m<sup>2</sup>· K<sup>4</sup>, adicional a estos valores, se considerará los valores de la temperatura interna y externa de 160 °C y 36 °C respectivamente que se presenta en el material aislante el cual tiene un radio de 0,05 m.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$
$$\dot{Q}_{rad} = 0,82 \cdot 5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \cdot \pi \cdot (0,05 m)^2 \cdot (160^4 - 36^4) K^4$$
$$\dot{Q}_{rad} = 0,24 W$$

El resultado de los cálculos realizados respecto al intercambio de calor por radiación es 0,24 W.

### 3.1.13 Cálculo de la distribución de temperatura en sistemas radiales

Para realizar el cálculo de la distribución de temperatura, se tomará en cuenta los valores de los radios externo, interno y medio que se contempla entre la tubería y el aislante, los mismos que corresponden a 0,05, 0,0175 y 0,0337 m respectivamente, de la misma forma los valores de temperatura superficial exterior e interior, equivalentes a 160 °C y 36 °C.

$$T_r = \frac{T_{si} - T_{se}}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \cdot \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{se}$$

$$T_r = \frac{(160 - 36) \text{ } ^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{0,01755 \text{ m}}{0,05 \text{ m}}\right)} \cdot \ln\left(\frac{0,0337 \text{ m}}{0,05 \text{ m}}\right) + 36 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_r = 82,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El valor de 82,6 °C, representa la temperatura que existe en el radio medio entre el aislante y la tubería.

### 3.1.14 Cálculo del radio crítico del aislante

A través de la ecuación 21, se determina el radio crítico del aislante, considerando el valor de la conductividad térmica del aislante expuesto en la tabla 8 de 0,043 W/m · °C, así como, el valor del coeficiente convectivo de transferencia de calor del aire a temperatura ambiente correspondiente a 2 W/m<sup>2</sup> · °C, el mismo que se encuentra referenciado en la tabla 9.

$$r_{cr} = \frac{k}{h}$$

$$r_{cr} = \frac{0,043 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{2 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}$$

$$r_{cr} = 0,0215 \text{ m}$$

El valor de 0,0215 m representa el valor de radio critico correspondiente al aislante que debe contemplar en las tuberías.

### 3.1.15 Cálculo de la transferencia de calor en la condensación

Para determinar el valor de la transferencia de calor en el proceso de condensación, se realizará mediante la ecuación 22, utilizando los valores obtenidos in situ del diámetro de gota de 0.003175 m, además, se recomienda considerar la condensación del vapor a la presión atmosférica con  $\dot{m}_F = 1,36 \times 10^{-2} \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ .

$$\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_F} = \left( \frac{\rho \cdot D_o^2 \cdot g}{24,2 \cdot v \cdot \dot{m}_F} \right)^{\frac{1}{9}}$$

$$\frac{\dot{m}_D}{1,36 \times 10^{-2} \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}} = \left( \frac{3,256 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (0.003175 \text{ m})^2 \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{24,2 \cdot 4,39 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \cdot 1,36 \times 10^{-2} \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}} \right)^{\frac{1}{9}}$$

$$\dot{m}_D = 0,024 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

Los 0,024 kg/m<sup>2</sup>·s valor de la transferencia de calor en el proceso de condensación.

### 3.2 Cálculo del porcentaje del vapor flash

Mediante la ecuación 1, se realizará el cálculo pertinente para determinar el porcentaje de vapor flash en la tubería de condensado, tomando como datos los valores de entalpía a 0,5 MPa dentro de la red de vapor correspondiente a 639,83 kJ/kg, la entalpía del líquido a 0,17 MPa de la línea de condensado, la que corresponde a 482,62 kJ/kg y la entalpía del vapor de 2699,51 kJ/kg, indicando que estos valores fueron obtenidos a través de la tabla de temperaturas para agua saturada correspondientes al anexo 1.

$$\% \text{ vapor flash} = \frac{h_{lp1} - h_{lp2}}{h_{vp2} - h_{lp2}} \cdot 100$$

$$\% \text{ vapor flash} = \frac{(639,83 - 482,62) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{(2699,51 - 482,62) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \cdot 100$$

$$\% \text{ vapor flash} = 7,1 \%$$

El resultado obtenido corresponde al porcentaje de vapor que se genera debido a la caída de presión, el mismo que equivale al 7,1 %.



### 3.3 Cálculo de pérdidas de vapor debido a las fugas

Como se evidencia en la tabla 12, existe un valor de 0,04267 kg/s correspondiente a las fugas que existen actualmente en el sistema de la red de distribución de vapor, las mismas que se presentan en desfuegos de vapor no controlados, en válvulas en mal estado, en tuberías fisuradas o con porosidades, entre otros.

**Tabla 12.**  
Pérdidas de vapor debido a fugas

Diámetro (mm)	Cantidad	Tiempo de uso min/hora	Presión (psi)	Constante (lb/h)	Consumo (kg/s)
3/16"	10	3600	25	33,8	0,042676768

### 3.4 Cálculo de consumo

Con la finalidad de terminar el valor de consumo de vapor en la red del sistema de distribución, se realizará en dos partes, en el cual se contemplará el consumo de vapor en equipos automáticos y el consumo en equipos manuales.

Posterior a esto se procederá a realizar la suma de los dos valores para tener un dato exacto de consumo de vapor por parte de los equipos que contempla el sistema de la red de distribución.

#### 3.4.1 Cálculo de consumo en equipos

En la tabla 13, se expone el valor total del consumo de los equipos automáticos pertenecientes a los procesos de planchado de la empresa FABRILFAME, los cuales adquieren a un valor de 0,0073 kg/s, cabe indicar, que los valores de análisis fueron medidos durante las horas de producción de cada equipo in situ.

**Tabla 13.**  
Consumo de vapor de los equipos automáticos de los procesos de planchado de FABRILFAME S.A

Equipo	Cantidad	Dato Consumo Individual catalogo (kg/h)	Tiempo de uso en min durante una hora	Consumo real individual equipos (kg/h)
Plancha para pechos	1	19,5	15	4,875
Plancha abridora de costuras	2	6	15	3
Plancha de bajos y caderas	2	18	18	10,8
Plancha para hombros	1	6	15	1,5
Plancha para pantalones	2	18	10	6
<b>Consumo total de vapor ( kg/s )</b>				<b>0,0073</b>

### 3.4.2 Cálculo de consumo de vapor en equipos por medio de orificios

Mediante la tabla 14, se expone el valor total del consumo de los equipos automáticos, los mismos que obtienen un valor de 0,0351 kg/s, resaltando, que las mediciones de consumo de cada equipo se realizó mediante las tablas de consumo de vapor por medio de orificios que se encuentran detallados en la tabla 7 y validado en la figura 12.

**Tabla 14.**

Consumo de vapor de los equipos manuales de los procesos de planchado de FABRILFAME S.A

Diámetro (mm)	Cantidad	Tiempo de uso min/hora	Presión (psi)	Constante (lb/h)	Consumo (kg/s)
1/32"	592	1800	25	0,94	0,035131313

### 3.5 Pérdida de energía total por transmisión de calor

Mediante la ecuación 13, se realizará el cálculo de pérdida total de energía por transmisión de calor, utilizando los valores totales ya cálculos de resistencias, los mismos que se encuentran expuestos en la tabla 15, así también, se utilizara los valores de temperatura exterior e interior, que corresponde a 36 y 160 °C respectivamente.

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{\sum R_{total}}$$

$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_2)}{(R_{cond} + R_{tubería} + R_{conv})} + \dot{Q}_{rad}$$

$$\dot{Q} = \frac{(160 - 36) ^\circ C}{(5,3149 + 9,761 \times 10^{-4} + 31,83) \frac{^\circ C}{W}} + 1,2 W$$

$$\dot{Q} = 4,538 W$$

La pérdida total de energía durante el proceso de transmisión de calor, asciende a un valor de 4,538 W.

### 3.6 Eficiencia térmica del proceso

Para determinar la eficiencia térmica del proceso, se utilizará la ecuación 23, en la que interfieren los valores de la cantidad de calor suministrado por parte de la caldera, así como, la cantidad de calor utilizado por los equipos que contempla el

sistema de distribución de vapor, los mismos que corresponden a 0,126 y 0,0843 kg/s respectivamente.

$$\eta_{térmica} = 1 - \frac{Q_s}{Q_l}$$

$$\eta_{térmica} = 1 - \frac{0,0843 \frac{kg}{s}}{0,126 \frac{kg}{s}}$$

$$\eta_{térmica} = 33,09 \%$$

La eficiencia térmica actual del proceso se encuentra en un 33,09 %.

En la tabla 15, se observa los cálculos respectivos al análisis completo de las pérdidas en todos los tramos indicados de estudio del sistema de la red de distribución de vapor con el que cuenta la línea de planchado de la empresa FABRILFAME S.A.

Debido a que los procedimientos para cada punto de la red de distribución son similares, se ha realizado el respectivo análisis en el primer tramo, sin embargo, para no redundar, se ha elaborado mediante una tabla de Excel el resto de cálculos, generando los siguientes resultados.

Para los tramos de análisis en los cuales el valor del diámetro de la tubería es de 1¼”, el valor de la velocidad del fluido corresponde a 40,6 m/s, así como, el resultado de la viscosidad cinemática de  $4,39 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , el factor de fricción es de 0,021, la resistencia por conducción y convección equivalen a 0,2583 °C/W y 6,36619 °C/W respectivamente, la resistencia a través de la tubería tiene un valor correspondiente a  $2,47 \times 10^{-5} \text{ °C/W}$ , el intercambio por radiación es de 0,24 W, la temperatura radial tiene un valor de 82,6 °C, el radio crítico del aislante requiere ser 0,0215 m y la transferencia en la condensación es de 0,024 kg/m<sup>2</sup>.s.

De la misma manera, para los tramos donde el diámetro de tubería es de ½”, los resultados son iguales en los siguientes cálculos, el valor de la velocidad del fluido es de 197,38 m/s, así como, el resultado de la viscosidad cinemática corresponde a  $4,39 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , el factor de fricción tiene un valor de 0,025, la resistencia por conducción equivale a 2,27 °C/W.

**Tabla 15.**  
Resumen de cálculos del sistema de distribución de vapor

Detalle de cálculo	Unidad	Sección de análisis					Total
		Distribuidor A - distribuidor B	Distribuidor B - línea principal punto A	Línea principal punto B línea principal punto A	Línea principal sección AB - línea secundaria A	Línea secundaria A - línea secundaria B	
Flujo volumétrico	V , m³/s	0,0387	0,0387	0,0387	0,0387	0,0387	-
Velocidad del fluido	V , m/s	40,06	40,06	40,06	197,38	197,38	-
viscosidad cinemática	$\nu$ , m²/s	4,39x10 <sup>-6</sup>	4,39x10 <sup>-6</sup>	4,39x10 <sup>-6</sup>	4,39x10 <sup>-6</sup>	4,39x10 <sup>-6</sup>	-
Número de Reynolds	-	1,364x10 <sup>-8</sup>	1,825x10 <sup>-8</sup>	2,281x10 <sup>-8</sup>	1,34x10 <sup>-8</sup>	3,596x10 <sup>-8</sup>	-
Factor de fricción	-	0,021	0,0209	0,0209	0,025	0,025	-
Carga por fricción	h <sub>f</sub> , m	734,8	974,074	1223,26	9330,38	24881,03	37143,544
Pérdidas menores	h <sub>L</sub> , m	107,97	371,86	1744,56	9831,51	2403,27	14459,17
Pérdidas mayores	P , MPa	0,4973	0,4957	0,4951	0,46	0,42	0,08
Pérdidas por estrechamiento	h <sub>e</sub> , m	-	-	878,94	-	-	878,94
Resistencia por conducción	R <sub>cond</sub> , °C/W	0,2583	0,2583	0,2583	2,27	2,27	5,3149
Resistencia en la pared de la tubería	R <sub>tub</sub> , °C/W	2,47x10 <sup>-5</sup>	2,47x10 <sup>-5</sup>	2,47x10 <sup>-5</sup>	6,56x10 <sup>-4</sup>	2,46x10 <sup>-4</sup>	9,761x10 <sup>-4</sup>
Resistencia por convección	R <sub>conv</sub> , °C/W	6,366	6,366	6,366	6,366	6,366	31,83
Intercambio por radiación	Q <sub>rad</sub> , W	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	1,2
Temperatura radial	Tr , °C	82,6	82,6	82,6	72,83	72,83	-
Radio crítico del aislante	r , m	0,0215	0,0215	0,0215	0,0215	0,0215	-
Transferencia en la condensación	mD , kg/m²·s	0,024	0,024	0,024	0,024	0,024	-
Porcentaje de vapor flash	% VP , %	-	-	-	-	-	7,1
Pérdida de energía por transmisión de calor	Q̇ , W	-	-	-	-	-	4,53
Eficiencia térmica del proceso	η , %	-	-	-	-	-	33,09

Manteniendo el mismo diámetro de  $\frac{1}{2}$ ", la resistencia por convección es de 6,36619 °C/W, el intercambio por radiación equivale a 0,24 W, la temperatura radial desciende a 72,83 °C, el radio crítico del aislante requiere ser 0,0215 m y la transferencia en la condensación es de 0,024 kg/m<sup>2</sup>·s.

En el tramo de análisis distribuidor A – distribuidor B, con diámetro de tubería de  $1\frac{1}{4}$ ", los resultados obtenidos más relevantes son los siguientes, la carga de fricción es de 734,8 m, el valor de pérdidas menores es de 107,97 m y la presión corresponde a 0,4973 MPa lo que indica que decrece en un 0,5 %.

Los resultados de cálculo del tramo distribuidor B – línea principal punto A de diámetro de  $1\frac{1}{4}$ " son, la carga de fricción aumenta a 974,074 m, el valor de pérdidas menores es de 371,86 m y la presión equivale a 0,4957 MPa indicando que pierde un 0,86 % de la presión inicial.

El producto de análisis del tramo de la línea principal punto A – línea principal punto B con  $1\frac{1}{4}$ " de diámetro de tubería, se describe de la siguiente manera, la carga de fricción es de 1223,26 m, las pérdidas menores tienen un valor de 1744,56 m, la presión corresponde a 0,4951 MPa lo que se comprueba que pierde un 0,98 % de la presión inicial y las pérdidas por ensanchamiento equivalen a 878,94 m.

Los cálculos respecto al análisis del tramo de la línea principal sección AB – línea secundaria A, donde presenta un estrechamiento en la tubería de  $1\frac{1}{4}$ " a  $\frac{1}{2}$ ", se expone de la siguiente manera, el valor de la carga de fricción es de 9330,38 m, el resultado de las pérdidas menores corresponde a 9831,51 m y se mantiene decreciendo la presión a un valor de 0,46 MPa equivalente al 98 % de la presión inicial.

En el último tramo de análisis los resultados correspondientes a los cálculos realizados son los siguientes, la carga de fricción tiene un valor de 24881,03, las pérdidas menores son de 2403,27 y la presión decrece hasta un valor final de 0,42 MPa, lo que equivale al 84 % de la presión inicial.

La eficiencia térmica del proceso corresponde a un valor del 33,09 %, donde se encuentra contemplado la cantidad de calor suministrado por la caldera y el valor de calor utilizado por los equipos y fugas de vapor.

La pérdida de energía por transmisión de calor en el sistema de la red de distribución de calor es de 4,53 W, donde se encuentra contemplado las resistencias por convección, conducción, resistencia en la pared de la tubería y por radiación.

El porcentaje de vapor flash que se calculó en la red de condensados tiene un valor de 7,1 %.

### **3.7 Conclusiones del capítulo**

Se realizó los cálculos pertinentes respecto al diseño actual del sistema de la red de distribución de vapor de la línea de planchado de la empresa FABRILFAME S.A, donde se evidencia el consumo total de vapor de los equipos que contempla los procesos de producción tanto en quipos automáticos como en equipos manuales.

Mediante los monogramas normalizados expuestos en el anexo 6, se comparó los resultados obtenidos a través de los cálculos numéricos, concluyendo una semejanza entre los monogramas y los resultados descritos como por ejemplo los valores de la velocidad, presión, temperatura, diámetro de tubería, Número de Reynolds, entre otros.

A través de los cálculos de pérdidas de energía por fricción, accesorios, pérdidas térmicas y energéticas, con los que cuenta el sistema de distribución de vapor, se verificó y valorizó el estado real del sistema.

Se verifica mediante cálculos que el radio crítico del aislante tiene un valor de 0,0215 m, el cual correspondiente al dato real que se contempla en las tuberías.

En el tramo más alejado de la caldera, se verificó y comprobó que la pérdida de presión en el sistema representa al 16 %, con lo que la línea secundaria donde se encuentran los equipos manuales trabaja con una presión de 0,42 MPa.

## CAPÍTULO 4

### REDISEÑO DEL SISTEMA DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DE LA LÍNEA DE PLANCHADO DE LA EMPRESA FABRILFAME S.A

En el presente capítulo se expondrá la tentativa opción de rediseño al sistema de distribución de vapor, manteniendo las condiciones actuales de diseño, aplicando la formulación expuesta en el capítulo 2, comprobando los cálculos realizados con los monogramas establecidos y las tablas de información adquiridas en la investigación científica, las que se encuentran expuestas como anexos.

Mediante las condiciones actuales de diseño, se tendrá como objetivo principal aumentar la eficiencia térmica del proceso de distribución de vapor, disminuir las pérdidas hidráulicas y térmicas, entre otros.

#### 4.1 Tramo de análisis distribuidor A – distribuidor B

##### 4.1.1 Cálculo de intercambio de calor por conducción

Para realizar el cálculo del intercambio de calor por conducción se utilizará la ecuación 14, considerando el referente de la conductividad térmica del aislante proveniente de la tabla 8 de  $0,043 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ , el valor de los radios interno y externo del aislante de  $0,01755 \text{ m}$  y  $0,05 \text{ m}$  respectivamente y la longitud de la tubería de  $15 \text{ m}$  de diámetro  $1\frac{1}{4}"$ .

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k}$$
$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{0,05 \text{ m}}{0,01755 \text{ m}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 15 \text{ m} \cdot 0,043 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}}$$
$$R_{cond} = 0,2583 \frac{^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

El valor de  $0,2583 \text{ } ^\circ\text{C/W}$  representa la resistencia térmica del aislante.

##### 4.1.2 Cálculo de la resistencia térmica a través de la pared de la tubería

Mediante la ecuación 15, se calculará la resistencia térmica que existe en la pared de la tubería del flujo de vapor, utilizando como valores los radios interno y externo

de la tubería de 15 m de longitud, correspondiente a 0,0211 y 0,0175 m respectivamente, los cuales fueron obtenidos del anexo 5 de la misma manera, se utilizará el valor de la conductividad térmica que presenta la tubería expuesta en la tabla 8.

$$R_{tubería} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_p}$$

$$R_{tubería} = \frac{\ln\left(\frac{0,0211 \text{ m}}{0,0175 \text{ m}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 15 \text{ m} \cdot 80,2 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}$$

$$R_{tubería} = 2,47 \times 10^{-5} \frac{^\circ C}{W}$$

El valor de  $2,47 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ C/W$  representa la resistencia térmica de la pared de la tubería.

#### 4.1.3 Cálculo del intercambio de calor por convección

Considerando la ecuación 16, se realizará los cálculos respectivos al intercambio de calor por convección, tomando el valor del coeficiente convectivo de transferencia de la tabla 9 correspondiente a  $20 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C$ .

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot \pi \cdot r^2}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{20 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot \pi \cdot (0,05 \text{ m})^2}$$

$$R_{conv} = 6,36619 \frac{^\circ C}{W}$$

El valor de  $6,36619 \text{ } ^\circ C/W$  representa la resistencia térmica por convección.

#### 4.1.4 Cálculo del intercambio de calor por radiación

De acuerdo a la ecuación 17, se determinará el valor del intercambio de calor por radiación, considerando el valor de emisividad expuesto en la tabla 10 de 0,82, de la misma forma, la constante de Stefan Boltzmann correspondiente a  $5,67 \times 10^{-8}$



$W/m^2 \cdot K^4$ , adicional a estos valores se considerará la temperatura interna y externa de  $160^\circ C$  y  $30^\circ C$  respectivamente que se presenta en el material aislante el cual tiene un radio de  $0,05\text{ m}$ .

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

$$\dot{Q}_{rad} = 0,82 \cdot 5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \cdot \pi \cdot (0,05\text{ m})^2 \cdot (160^4 - 30^4) K^4$$

$$\dot{Q}_{rad} = 0,24\text{ W}$$

El resultado del intercambio de calor por radiación es  $0,24\text{ W}$ .

#### 4.1.5 Cálculo de la distribución de temperatura en sistemas radiales

Para realizar el cálculo de la distribución de temperatura, se tomará en cuenta los valores de temperatura de los radios externo, interno y medio, los mismos que corresponden a  $0,05$ ,  $0,0175$  y  $0,0337\text{ m}$  respectivamente, de la misma forma los valores de temperatura superficial exterior e interior, equivalentes a  $160^\circ C$  y  $30^\circ C$ .

$$T_r = \frac{T_{si} - T_{se}}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \cdot \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{se}$$

$$T_r = \frac{(160 - 30)^\circ C}{\ln\left(\frac{0,01755\text{ m}}{0,05\text{ m}}\right)} \cdot \ln\left(\frac{0,0337\text{ m}}{0,05\text{ m}}\right) + 30^\circ C$$

$$T_r = 78,98^\circ C$$

El valor de  $78,98^\circ C$ , representa la temperatura que existe en el radio medio entre el aislante y la tubería.

#### 4.1.6 Cálculo del radio crítico del aislante

A través de la ecuación 21, se determina el radio crítico del aislante, considerando el valor de la conductividad térmica del aislante expuesto en la tabla 8 de  $0,043\text{ W/m} \cdot ^\circ C$ , así como, el valor del coeficiente convectivo de transferencia de calor del aire a temperatura ambiente correspondiente a  $2\text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C$  referenciado en la tabla 9.

$$r_{cr} = \frac{k}{h}$$

$$r_{cr} = \frac{0,043 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}{2 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}$$

$$r_{cr} = 0,0215 \text{ m}$$

El valor de 0,0215 m representa el valor de radio critico correspondiente al aislante que debe contemplar en las tuberías.

#### 4.1.7 Cálculo de la transferencia de calor en la condensación

Para determinar el valor de la transferencia de calor en el proceso de condensación, se realizará mediante la ecuación 22, utilizando los valores obtenidos in situ del diámetro de gota de 0.0015875 m, además, se recomienda considerar la condensación del vapor a la presión atmosférica con  $\dot{m}_F = 1,36 \times 10^{-2} \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$  y el resto de valores anteriormente ya utilizados.

$$\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_F} = \left( \frac{\rho \cdot D_o^2 \cdot g}{24,2 \cdot v \cdot \dot{m}_F} \right)^{\frac{1}{9}}$$

$$\frac{\dot{m}_D}{1,36 \times 10^{-2} \frac{kg}{m^2 \cdot s}} = \left( \frac{3,256 \frac{kg}{m^3} \cdot (0,0015875 \text{ m})^2 \cdot 9,8 \frac{m}{s^2}}{24,2 \cdot 4,39 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s} \cdot 1,36 \times 10^{-2} \frac{kg}{m^2 \cdot s}} \right)^{\frac{1}{9}}$$

$$\dot{m}_D = 0,021 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

Los 0,021 kg/m<sup>2</sup>·s valor de la transferencia de calor en el proceso de condensación.

## 4.2 Tramo de análisis línea principal sección AB – línea secundaria A

### 4.2.1 Cálculo de intercambio de calor por conducción

Para realizar el cálculo del intercambio de calor por conducción se utilizará la ecuación 14, considerando el referente de la conductividad térmica del aislante proveniente de la tabla 8 de 0,043 W/m·°C, el valor de los radios interno y externo del aislante de 0,0079 m y 0,05 m respectivamente y la longitud de la tubería de 3 m con diámetro de ½”.

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k}$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{0,05 \text{ m}}{0,0079 \text{ m}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 3 \text{ m} \cdot 0,043 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}$$

$$R_{cond} = 2,27 \frac{^\circ C}{W}$$

El valor de 2,27 °C/W representa la resistencia térmica del aislante.

#### 4.2.2 Cálculo de la resistencia térmica a través de la pared de la tubería

Mediante la ecuación 15, se calculará la resistencia térmica que existe en la pared de la tubería del flujo de vapor, utilizando como valores los radios interno y externo de la tubería de 3 m correspondiente a 0,0213 y 0,0079 m respectivamente, los cuales fueron obtenidos del anexo 5 de la misma manera, se utilizará el valor de la conductividad térmica que presenta la tubería expuesta en la tabla 8.

$$R_{tubería} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_p}$$

$$R_{tubería} = \frac{\ln\left(\frac{0,0213 \text{ m}}{0,0079 \text{ m}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 3 \text{ m} \cdot 80,2 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}}$$

$$R_{tubería} = 6,56 \times 10^{-4} \frac{^\circ C}{W}$$

El valor de  $6,56 \times 10^{-4}$  °C/W representa la resistencia térmica de la pared de la tubería.

#### 4.2.3 Cálculo del intercambio de calor por convección

Considerando la ecuación 16, se realizará los cálculos respectivos al intercambio de calor por convección, tomando el valor del coeficiente convectivo de transferencia de la tabla 9, el mismo que correspondiente a un valor de 20 W/m<sup>2</sup>· °C.

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot \pi \cdot r^2}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{20 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot \pi \cdot (0,05 \text{ m})^2}$$

$$R_{conv} = 6,36619 \frac{^\circ C}{W}$$

El valor de 6,36619 °C/W representa la resistencia térmica por convección.

#### 4.2.4 Cálculo del intercambio de calor por radiación

De acuerdo a la ecuación 17, se determinará el valor del intercambio de calor por radiación, considerando el valor de emisividad expuesto en la tabla 10 de 0,82, de la misma forma, la constante de Stefan Boltzmann correspondiente a  $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ , adicional a estos valores se considerará la temperatura interna y externa de 160 °C y 30 °C respectivamente que se presenta en el material aislante el cual tiene un radio de 0,05 m.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

$$\dot{Q}_{rad} = 0,82 \cdot 5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \cdot \pi \cdot (0,05 \text{ m})^2 \cdot (160^4 - 30^4) K^4$$

$$\dot{Q}_{rad} = 0,24 \text{ W}$$

El resultado del intercambio de calor por radiación es 0,24 W.

#### 4.2.5 Cálculo de la distribución de temperatura en sistemas radiales

Para realizar el cálculo de la distribución de temperatura, se tomará en cuenta los valores de temperatura de los radios externo, interno y medio, los mismos que corresponden a 0,05, 0,0079 y 0,0289 m respectivamente, de la misma forma los valores de temperatura superficial exterior e interior, equivalentes a 160 °C y 30 °C.

$$T_r = \frac{T_{si} - T_{se}}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)} \cdot \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{se}$$

$$T_r = \frac{(160 - 30) ^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{0,0079 \text{ m}}{0,05 \text{ m}}\right)} \cdot \ln\left(\frac{0,0289 \text{ m}}{0,05 \text{ m}}\right) + 30 ^\circ\text{C}$$

$$T_r = 68,62 ^\circ\text{C}$$

El valor de 68,62 °C, representa la temperatura que existe en el radio medio entre el aislante y la tubería.

#### 4.2.6 Cálculo del radio crítico del aislante

A través de la ecuación 21, se determina el radio crítico del aislante, considerando el valor de la conductividad térmica del aislante expuesto en la tabla 8 de 0,043 W/m · °C, así como, el valor del coeficiente convectivo de transferencia de calor del aire a temperatura ambiente correspondiente a 2 W/m² · °C referenciado en la tabla 9.

$$r_{cr} = \frac{k}{h}$$

$$r_{cr} = \frac{0,043 \frac{W}{m \cdot ^\circ\text{C}}}{2 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}}}$$

$$r_{cr} = 0,0215 \text{ m}$$

El valor de 0,0215 m representa el valor de radio critico correspondiente al aislante que debe contemplar en las tuberías.

#### 4.2.7 Cálculo de la transferencia de calor en la condensación

Para determinar el valor de la transferencia de calor en el proceso de condensación, se realizará mediante la ecuación 22, utilizando los valores obtenidos in situ del diámetro de gota de 0.0015875 m, además, se recomienda considerar la condensación del vapor a la presión atmosférica con  $\dot{m}_F = 1,36 \times 10^{-2} \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$  y el resto de valores anteriormente ya utilizados.

$$\frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_F} = \left( \frac{\rho \cdot D_o^2 \cdot g}{24,2 \cdot v \cdot \dot{m}_F} \right)^{\frac{1}{9}}$$

$$\frac{\dot{m}_D}{1,36 \times 10^{-2} \frac{kg}{m^2 \cdot s}} = \left( \frac{3,256 \frac{kg}{m^3} \cdot (0,0015875 m)^2 \cdot 9,8 \frac{m}{s^2}}{24,2 \cdot 4,39 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s} \cdot 1,36 \times 10^{-2} \frac{kg}{m^2 \cdot s}} \right)^{\frac{1}{9}}$$

$$\dot{m}_D = 0,021 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

Los 0,021 kg/m<sup>2</sup>·s valor de la transferencia de calor en el proceso de condensación.

### 4.3 Cálculo de consumo

Con la finalidad de terminar el valor de consumo de vapor en la red del sistema de distribución, se realizará en dos partes, donde se contemplará el consumo de vapor en quipos automáticos y el consumo en equipos manuales.

#### 4.3.1 Cálculo de consumo en equipos

En la tabla 16, se expone el valor total del consumo de los equipos automáticos pertenecientes a los procesos de planchado de la empresa FABRILFAME, los mismos que tienen un valor de 0,0073 kg/s.

**Tabla 16.**

Consumo de vapor de los equipos automáticos de los procesos de planchado de FABRILFAME S.A

Equipo	Cantidad	Dato Consumo Individual catalogo (kg/h)	Tiempo de uso en min durante una hora	Consumo real individual equipos (kg/h)
Plancha para pechos	1	19,5	15	4,875
Plancha abridora de costuras	2	6	15	3
Plancha de bajos y caderas	2	18	18	10,8
Plancha para hombros	1	6	15	1,5
Plancha para pantalones	2	18	10	6
<b>Consumo total de vapor ( kg/s )</b>				<b>0,0073</b>

#### 4.3.2 Cálculo de consumo de vapor en equipos por medio de orificios

**Tabla 17.**

Consumo de vapor de los equipos manuales de los procesos de planchado de FABRILFAME S.A

Diámetro (mm)	Cantidad	Tiempo de uso min/hora	Presión (psi)	Constante (lb/h)	Consumo (kg/s)
1/32"	592	1800	25	0,94	0,035131313

Mediante la tabla 17, se expone el valor total del consumo de los equipos automáticos pertenecientes a los procesos de planchado de la empresa FABRILFAME, los mismos que tienen un valor de 0,0351 kg/s.

#### 4.4 Cálculo del porcentaje del vapor flash

Mediante la ecuación 1, se realizará el cálculo pertinente para determinar el porcentaje de vapor flash en la tubería de condensado, tomando como datos los valores de entalpía y presión en la red de vapor y en la línea de condensado.

$$\% \text{ vapor flash} = \frac{h_{lp1} - h_{lp2}}{h_{vp2} - h_{lp2}} \cdot 100$$
$$\% \text{ vapor flash} = \frac{(639,83 - 567,75) \frac{kJ}{kg}}{(2726,9 - 567,75) \frac{kJ}{kg}} \cdot 100$$
$$\% \text{ vapor flash} = 3,34 \%$$

El resultado obtenido corresponde al porcentaje de vapor que se genera debido a la reducción de presión, el mismo que equivale al 3,34 %.

#### 4.5 Pérdida de energía total por transmisión de calor

Mediante la ecuación 13, se realizará el cálculo de pérdida total de energía por transmisión de calor, utilizando los valores ya calculados de resistencias, los mismos que se encuentran expuestos en la tabla 18, así también, se utilizara los valores de temperatura exterior e interior, que corresponde a 30 y 160 °C respectivamente.

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{\sum R_{total}}$$

$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_2)}{(R_{cond} + R_{tuberia} + R_{conv})} + \dot{Q}_{rad}$$

$$\dot{Q} = \frac{(160 - 30) ^\circ C}{(5,3149 + 9,761 \times 10^{-4} + 31,83) \frac{^\circ C}{W}} + 1,2 W$$

$$\dot{Q} = 4,6 W$$

La pérdida total de energía durante el proceso de transmisión de calor, asciende a un valor de 4,6 W.

#### 4.6 Eficiencia térmica del proceso

Para determinar la eficiencia térmica del proceso se utilizará la ecuación 23, en la que interfieren los valores de cantidad de calor suministrado y utilizados, los mismos que corresponden a 0,126 y 0,0424 kg/s respectivamente.

$$\eta_{térmica} = 1 - \frac{Q_s}{Q_l}$$

$$\eta_{térmica} = 1 - \frac{0,0424 \frac{kg}{s}}{0,126 \frac{kg}{s}}$$

$$\eta_{térmica} = 66,35 \%$$

La eficiencia térmica del proceso adquiere un valor de 66,35 %.

En la tabla 18, se observa los cálculos respectivos al análisis completo de las pérdidas en todos los tramos indicados de estudio del sistema de la red de distribución de vapor con el que cuenta la línea de planchado de la empresa FABRILFAME S.A.

Debido a que la propuesta de la alta gerencia de la empresa FABRILFAME S.A, es mantener el diseño actual de la tubería debido al espacio actual, los cálculos correspondientes a las pérdidas hidráulicas, se mantendrán, por lo que se describirá solamente los cálculos de pérdidas térmicas en cada uno de los tramos.



Para los tramos de análisis en los cuales el valor del diámetro de la tubería es de 1¼”, el valor de la resistencia por conducción y convección equivalen a 0,2583 °C/W y 6,36619 °C/W respectivamente, la resistencia a través de la tubería tiene un valor correspondiente a  $2,47 \times 10^{-5}$  °C/W, el intercambio por radiación es de 0,24 W y la temperatura radial tiene un valor de 78,98 °C.

De la misma manera, para los tramos donde el diámetro de tubería es de ½”, los resultados son iguales en los siguientes cálculos, el valor de la resistencia por conducción y convección equivalen a 2,27 °C/W y 6,36619 °C/W respectivamente, el intercambio por radiación es de 0,24 W, la temperatura radial tiene un valor de 68,72 °C, el radio crítico del aislante requiere ser 0,0215 m y la transferencia en la condensación es de 0,021 kg/m².s.

Los cálculos respecto al análisis del tramo de la línea principal sección AB – línea secundaria A, el valor correspondiente a la resistencia en la pared de la tubería equivale a  $6,56 \times 10^{-4}$  °C/W.

En el tramo de análisis de la línea secundaria A – línea secundaria B, la resistencia en la pared de la tubería es de  $2,46 \times 10^{-4}$  °C/W.

La eficiencia térmica del proceso asciende a un valor del 66,35 %, donde se encuentra contemplado la cantidad de calor suministrado por la caldera y el valor de calor utilizado por los equipos que contempla la red de distribución de vapor.

La pérdida de energía por transmisión de calor en el sistema de la red de distribución de calor es de 4,6 W, donde se encuentra contemplado las resistencias por convección, conducción, resistencia en la pared de la tubería y por radiación.

El porcentaje de vapor flash que se calculó en la red de condensados tiene un valor de 3,34 %.

**Tabla 18.**

Resumen de cálculos del rediseño del sistema de distribución de vapor

Detalle de cálculo	Unidad	Sección de análisis					Total
		Distribuidor A - distribuidor B	Distribuidor B - línea principal punto A	Línea principal punto B línea principal punto A	Línea principal sección AB - línea secundaria A	Línea secundaria A - línea secundaria B	
Flujo volumétrico	V', m³/s	0,0387	0,0387	0,0387	0,0387	0,0387	-
Velocidad del fluido	V, m/s	40,06	40,06	40,06	197,38	197,38	-
viscosidad cinemática	$\nu$ , m²/s	$4,39 \times 10^{-6}$	$4,39 \times 10^{-6}$	$4,39 \times 10^{-6}$	$4,39 \times 10^{-6}$	$4,39 \times 10^{-6}$	-
Número de Reynolds	-	$1,364 \times 10^{-8}$	$1,825 \times 10^{-8}$	$2,281 \times 10^{-8}$	$1,34 \times 10^{-8}$	$3,596 \times 10^{-8}$	-
Factor de fricción	-	0,021	0,0209	0,0209	0,025	0,025	-
Carga por fricción	h <sub>f</sub> , m	734,8	974,074	1223,26	9330,38	24881,03	37143,544
Pérdidas menores	h <sub>l</sub> , m	107,97	371,86	1744,56	9831,51	2403,27	14459,17
Pérdidas mayores	P, MPa	0,4973	0,4957	0,4951	0,46	0,42	0,08
Pérdidas por estrechamiento	h <sub>e</sub> , m	-	-	878,94	-	-	878,94
Resistencia por conducción	R <sub>cond</sub> , °C/W	0,2583	0,2583	0,2583	2,27	2,27	5,3149
Resistencia en la pared de la tubería	R <sub>tub</sub> , °C/W	$2,47 \times 10^{-5}$	$2,47 \times 10^{-5}$	$2,47 \times 10^{-5}$	$6,56 \times 10^{-4}$	$2,46 \times 10^{-4}$	$9,761 \times 10^{-4}$
Resistencia por convección	R <sub>conv</sub> , °C/W	6,366	6,366	6,366	6,366	6,366	31,83
Intercambio por radiación	Q <sub>rad</sub> , W	0,24	0,24	0,24	0,24	0,24	1,2
Temperatura radial	T <sub>r</sub> , °C	78,98	78,98	78,98	68,72	68,72	-
Radio crítico del aislante	r, m	0,0215	0,0215	0,0215	0,0215	0,0215	-
Transferencia en la condensación	mD, kg/m²·s	0,021	0,021	0,021	0,021	0,021	-
Porcentaje de vapor flash	% VP, %	-	-	-	-	-	3,34
Pérdida de energía por transmisión de calor	Q̇, W	-	-	-	-	-	4,6
Eficiencia térmica del proceso	η, %	-	-	-	-	-	66,35

#### **4.7 Conclusiones del capítulo**

Mediante los cálculos realizados en el rediseño del sistema de distribución de vapor, se evidencia que el valor de la temperatura radial disminuye de 82,6 °C a 78,98 °C, lo que equivale una disminución térmica del 4,38 %.

Se evidencia un incremento del 50 % en la eficiencia térmica del proceso, debido a la corrección en las pérdidas de energía térmica.

Debido a que se mantendrá las condiciones en las que se encuentra el sistema de distribución de vapor, los valores de velocidad, viscosidad, número de Reynolds, flujo volumétrico, factor de fricción, entre otros, serán los mismos, es decir, los valores del sistema actual serán iguales a los valores en el rediseño.

## CONCLUSIONES GENERALES

- Mediante el análisis realizado respecto al estado actual del sistema de la red de distribución de la empresa FABRILFAME S.A., se determinó que la pérdida de presión corresponde al 16 % en relación a la presión en el distribuidor principal A y el último punto de control, por lo que, la línea secundaria donde operan los equipos asociados, se encuentra trabajando con una presión de 0,42 Mpa; de la misma forma, se comprobó, que la eficiencia del proceso se encuentra en el 33,09 %, ya que, los 0,0843 kg/s de vapor utilizado en el sistema, representan el 67,46 % de los 0,126 kg/s de vapor suministrado por la caldera.
- Según los cálculos expuestos en el rediseño de la red de distribución de vapor, se determinó la selección y adecuación correcta de elementos o accesorios mecánicos como son trampas de vapor, filtros, válvulas anti-retorno, entre otros, de la misma manera, el radio crítico de aislante en las tuberías de distribución es de 0,0215 m, valor máximo que se considera para evitar que la temperatura se disipe al exterior del material de protección.
- A través de la implementación de los cálculos realizados durante el rediseño en el sistema de distribución de vapor y de retorno de la línea de condensado, se obtiene una disminución térmica de 82,6 °C a 78,98 °C, lo que corresponde a un ahorro energético del 4,38 % dentro del proceso, también, se eliminó las pérdidas de vapor, obteniendo un 66,35 % de eficiencia del sistema en relación a la eficiencia actual, lo que representa un aumento del 49,87 % de eficiencia térmica en el proceso, con lo que se garantiza el funcionamiento adecuado de los equipos en las estaciones de trabajo y el retorno apropiado del condensado que se genera en las líneas de distribución.

## RECOMENDACIONES GENERALES

- Se recomienda aumentar el diámetro de tubería principal, con el fin de incrementar el caudal de vapor y así mantener una presión constante en el sistema y mayor cantidad de vapor a los equipos, también se sugiere crear un control de inspección a las tuberías y accesorios del sistema de distribución, con la finalidad de evitar la generación de pérdidas térmicas, las mismas que provocarán un menor rendimiento del sistema.
- Se sugiere mantener el radio crítico tan pequeño como sea posible, con la finalidad que durante la aplicación del aislante sea una reducción y no un aumento en la pérdida de calor, por lo que se recomienda proteger las líneas de distribución de vapor y de retorno de condensado con su respectivo aislamiento térmico, es decir, con lana de vidrio y chaqueta de aluminio, con un radio crítico de aislante menor a 0,0215 m.
- Se sugiere realizar la correcta ubicación y distribución de las válvulas y accesorios que se contemplan en la red de distribución de vapor y la línea de retorno del condensado, como son filtros, trampas de vapor, manómetros, válvulas anti retorno, entre otros, con la finalidad de conservar un flujo adecuado de vapor y así poder mantener estable la cantidad de vapor flash en la red de condensados, al mismo tiempo, se podrá aprovechar al máximo la cantidad de condensado que se genera en las estaciones de trabajo, el cual tendrá como destino retornar al depósito de tanque de agua de la caldera.
- Se sugiere realizar una simulación en el software adecuado, con el objetivo de observar el comportamiento del fluido en el interior de las tuberías.
- Es indispensable realizar en futuros trabajos el análisis térmico de la caldera, con la finalidad de verificar la actitud del sistema actual y así satisfacer los requerimientos venideros de la empresa FABRILFAME S.A.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] Frank Incropera, *Fundamentos de Transferencia de Calor*, Cuarta. Monterrey, 1999.
- [2] J. de C. y León, “Diseño y cálculo de redes de vapor,” *Manual Técnico*, Madrid, p. 134, 2010.
- [3] B. Industries, “Tecnología en Calderas Industriales,” Chile, 2012.
- [4] H2Otek, “Usos y Aplicaciones en las Calderas,” 2017. [Online]. Available: <http://www.boiler.mx/usos-y-aplicaciones-de-calderas-en-industria.htm>.
- [5] J. Álvarez, *Máquinas Térmicas Motoras*. Barcelona, 2002.
- [6] I. Clayton, *Calderas y Periféricos*. México.
- [7] W. . E. D. Severns, *La Producción de Energía Mediante el Vapor*. 1982.
- [8] J. Uceda, “Calderas Industriales Eficientes,” *Calderas*, p. 162, 2012.
- [9] A. Girón, “Maquinas Industriales,” 2010. [Online]. Available: <http://lasmaquinasindustriales.blogspot.com/2010/11/calderas-de-vapor.html>.
- [10] Y. Cengel, *Termodinámica*, Séptima Ed. Mexico, 2012.
- [11] S. Sarco, “Desing of Fluid System,” 2012.
- [12] O. Levenspiel, *Flujo de Fluidos*, Primera Ed. Barcelona, 1993.
- [13] V. Industry, *Tuberías, válvulas y accesorios*. Barcelona: Universidad Autónoma de Barcelona, 2014.
- [14] S. S. Limited, “Dimensionamiento de tuberías y tubos,” 2017. [Online]. Available: <http://www.spiraxsarco.com/Resources/Pages/Steam-Engineering-Tutorials/steam-distribution/pipes-and-pipe-sizing.aspx>.
- [15] BVSD, “Válvulas, tuberías y accesorios,” 1998. [Online]. Available: <http://www.bvsde.paho.org/bvsacd/scan/017069/017069-13.pdf>.
- [16] R. Mott, *Mecánica de Fluidos*, Sexta edic. México, 2006.
- [17] Y. Cengel, *Mecánica de Fluidos*, Primera Ed. México, 2006.

- [18] Y. Cengel, *Transferencia de Calor y Masa*, Tercera. 2007AD.
- [19] I. Shames, *Mecánica de Fluidos de Irving Shames*, Tercera Ed. Santa Fé de Bogotá, 1995.
- [20] Warren McCabe, *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*, Cuarta Edi. Madrid, 1998.
- [21] C. R. García, *Flujo d Fluidos en Válvulas, accesorios y tuberías*, Primera Ed. México, 1996.
- [22] S. Sarco, “Distribución del vapor,” Barcelona, p. 64, 2004.
- [23] I. para la D. y A. de la E. IDAE, “Diseño y cálculo de aislamiento térmico,” *Eficiencia y ahorro energético*, p. 64, 2007.
- [24] B. Karlekar, *Transferencia de Calor*, Segunda. México, 1995.
- [25] D. Kern, *Procesos de Transferencia de Calor*, Tercera. Mexico, 1999.
- [26] J. P. Holman, *Transferencia de Calor*, Décima. Mexico, 1999.
- [27] S. S. Limited, “Steam Solutions,” 2017. [Online]. Available: <http://www.spiraxsarco.com/global/co/Capabilities/Pages/process.aspx>.
- [28] Sotermic, “Accesorios de tuberías,” 2010.

## Anexo 1

Tabla de temperaturas para agua saturada

Temp °C	Pres Sat Kpa	Volumen específico m³/kg		Energía Interna KJ/kg			Entalpía KJ/kg			Entropía KJ/kg.K		
		Liq. Sat	Vapor Sat.	Liq. Sat	Evap.	Vapor Sat.	Liq. Sat	Evap.	Vapor Sat.	Liq. Sat	Evap.	Vapor Sat.
		Vf	Vg	Uf	Ufg	Ug	hf	hfg	hg	Sf	Sfg	Sg
0,01	0,6117	0,001	206	0	2374,9	2374,9	0,001	2500,9	2500,9	0	9,1556	9,1556
5	0,8725	0,001	147,03	21,019	2360,8	2381,8	21,02	2489,1	2510,1	0,0763	8,9487	9,0249
10	1,2281	0,001	106,32	42,02	2346,6	2388,7	42,022	2477,2	2519,2	0,1511	8,7488	8,8999
15	1,7057	0,001001	77,885	62,98	2332,5	2395,5	62,982	2465,4	2528,3	0,2245	8,5559	8,7803
20	2,3392	0,001002	57,762	83,913	2318,4	2402,3	83,915	2453,5	2537,4	0,2965	8,3696	8,6661
25	3,1698	0,001003	43,34	104,83	2304,3	2409,1	104,83	2441,7	2546,5	0,3672	8,1895	8,5567
30	4,2469	0,001004	32,879	125,73	2290,2	2415,9	125,74	2429,8	2555,6	0,4368	8,0152	8,452
35	5,6291	0,001006	25,205	146,63	2276	2422,7	146,64	2417,9	2564,6	0,5051	7,8466	8,3517
40	7,3851	0,001008	19,515	167,53	2261,9	2429,4	167,53	2406	2573,5	0,5724	7,6832	8,2556
45	9,5953	0,00101	15,251	188,43	2247,7	2436,1	188,44	2394	2582,4	0,6386	7,5247	8,1633
50	12,352	0,001012	12,026	209,33	2233,4	2442,7	209,34	2382	2591,3	0,7038	7,371	8,0748
55	15,763	0,001015	9,5639	230,24	2219,1	2449,3	230,26	2369,8	2600,1	0,768	7,2218	7,9898
60	19,947	0,001017	7,667	251,16	2204,7	2455,9	251,18	2357,7	2608,8	0,8313	7,0769	7,9082
65	25,043	0,00102	6,1935	272,09	2190,3	2462,4	272,12	2345,4	2617,5	0,8937	6,936	7,8296
70	31,202	0,001023	5,0396	293,04	2175,8	2468,9	293,07	2333	2626,1	0,9551	6,7989	7,754
75	38,597	0,001026	4,1291	313,99	2161,3	2475,3	314,03	2320,6	2634,6	1,0158	6,6655	7,6812
80	47,416	0,001029	3,4053	334,97	2146,6	2481,6	335,02	2308	2643	1,0756	6,5355	7,6111
85	57,868	0,001032	2,8261	355,96	2131,9	2487,8	356,02	2295,3	2651,4	1,1346	6,4089	7,5435
90	70,183	0,001036	2,3593	376,97	2117	2494	377,04	2282,5	2659,6	1,1929	6,2853	7,4782
95	84,609	0,00104	1,9808	398	2102	2500,1	398,09	2269,6	2667,6	1,2504	6,1647	7,4151
100	101,42	0,001043	1,672	419,06	2087	2506	419,17	2256,4	2675,6	1,3072	6,047	7,3542
105	120,9	0,001047	1,4186	440,15	2071,8	2511,9	440,28	2243,1	2683,4	1,3634	5,9319	7,2952
110	143,38	0,001052	1,2094	461,27	2056,4	2517,7	461,42	2229,7	2691,1	1,4188	5,8193	7,2382
115	169,18	0,001056	1,036	482,422	2040,9	2523,3	482,59	2216	2698,6	1,4737	5,7092	7,1829
120	198,67	0,00106	0,89133	503,6	2025,3	2528,9	503,81	2202,1	2707	1,5279	5,6013	7,1292
125	232,23	0,001065	0,77012	524,83	2009,5	2534,3	525,07	2188,1	2713,1	1,5816	5,4956	7,0771
130	270,28	0,00107	0,66808	546,1	1993,4	2539,5	546,38	2173,7	2720,1	1,6346	5,3919	7,0265
135	313,22	0,001075	0,58179	567,41	1977,3	2544,7	567,75	2159,1	2726,9	1,6872	5,2901	6,9773
140	361,53	0,00108	0,5085	588,77	1960,9	2549,6	589,16	2144,3	2733,5	1,7392	5,1901	6,9294
145	415,68	0,001085	0,446	610,19	1944,2	2554,4	610,64	2129,2	2739,8	1,7908	5,0919	6,8827
150	476,16	0,001091	0,39248	631,66	1927,4	2559,1	632,18	2113,8	2745,9	1,8418	4,9953	6,8371
155	543,49	0,001096	0,34648	653,19	1910,3	2563,5	653,79	2098	2751,8	1,8924	4,9002	6,7927
160	618,23	0,001102	0,3068	674,79	1893	2567,8	675,47	2082	2757,5	1,9426	4,8066	6,7492
165	700,93	0,001108	0,27244	696,46	1875,4	2571,9	697,24	2065,6	2762,8	1,9923	4,7143	6,7067
170	792,18	0,001114	0,2426	718,2	1857,5	2575,7	719,08	2048,8	2767,9	2,0417	4,6233	6,665
175	892,6	0,001121	0,21659	740,02	1839,4	2579,4	741,02	2031,7	2772,7	2,0906	4,5335	6,6242
180	1002,8	0,001127	0,19384	761,92	1820,9	2582,8	763,05	2014,2	2777,2	2,1392	4,4448	6,5841
185	1123,5	0,001134	0,1739	783,91	1802,1	2586	785,19	1996,4	2781,4	2,1875	4,3535	6,6242
190	1255,2	0,001141	0,15636	806	1783	2589	807,43	1977,9	2785,3	2,2355	4,2705	6,5059
195	1398,8	0,001149	0,14089	828,18	1763,6	2591,7	829,78	1959	2788,8	2,2831	4,1847	6,4678
200	1554,9	0,001157	0,12721	850,46	1743,7	2594,2	852,26	1939,8	2792	2,3305	4,0997	6,4302

Fuente: [18]



## Anexo 2

Tabla de vapor de agua sobrecalentado

T °C	v m³/kg	u KJ/kg	h KJ/kg	s KJ/kg.K	v m³/kg	u KJ/kg	h KJ/kg	s KJ/kg.K	v m³/kg	u KJ/kg	h KJ/kg	s KJ/kg.K
P = 0,01 Mpa (45,81°C)				P = 0,05 Mpa (81,32°C)				P = 0,10 Mpa (99,61°C)				
Sat	14,67	2437,2	2583,9	8,1488	3,2403	2483,2	2645,2	7,5931	1,6941	2505,6	2675	7,3589
50	14,867	2443,3	2592	8,1741								
100	17,196	2515,5	2687,5	8,4489	3,4187	2511,5	2682,4	7,6953	1,6959	2506,2	2675,8	7,3611
150	19,513	2587,9	2783	8,6893	3,8897	2585,7	2780,2	7,9413	1,9367	2582,9	2776,6	7,6148
200	21,826	2661,4	2879,6	8,9049	4,3562	2660	2877,8	8,1592	2,1724	2658,2	2875,5	7,8356
250	24,136	2736,1	2977,5	9,1015	4,8206	2735,1	2976,2	8,3568	2,4062	2733,9	2974,5	8,0346
300	26,446	2812,3	3076,7	9,2827	5,2841	2811,6	3075,8	8,5337	2,6389	2810,7	3074,5	8,2172
400	31,063	2969,3	3280	9,6094	6,2094	2968,9	3279,3	8,8659	3,1027	2968,3	3278,6	8,5452
500	35,68	3132,9	3489,7	9,8998	7,1338	3132,6	3489,3	9,1566	3,5655	3132,2	3488,7	8,8362
600	40,296	3303,3	3706,3	10,1631	8,0577	3303,1	3706	9,4201	4,0279	3302,8	3705,6	9,0999
700	44,911	3480,8	3929,9	10,4056	8,9818	3480,6	3929,7	9,6626	4,49	3480,4	3929,4	9,3424
800	49,527	3665,4	4160,6	10,6312	9,9047	3665,2	4160,4	9,8883	4,9519	3665	4160,2	9,5682
900	54,143	3856,9	4398,3	10,8429	10,828	3856,8	4398,2	10,1	5,4137	3856,7	4398	9,78
1000	58,758	4055,3	4642,8	11,0429	11,7513	4055,2	4642,7	10,3	5,8755	4055	4642,6	9,98
1100	63,373	4260	4893,8	11,2326	12,6745	4259,9	4893,7	10,4897	6,3372	4259,8	4893,6	10,1698
1200	67,989	4470,9	5150,8	11,4132	13,5977	4470,8	5150,7	10,6704	6,7988	4470,7	5150,6	10,3504
1300	72,604	4687,4	5413,4	11,5857	14,52	4687,3	5413,3	10,8429	7,2605	4687,2	5413,3	10,5229
P = 0,20 Mpa (120,21°C)				P = 0,30 Mpa (133,52°C)				P = 0,40 Mpa (143,61°C)				
Sat	0,88578	2529,1	2706,3	7,127	0,60582	2543,2	2724,9	7	0,46242	2553,1	2738,1	6,8955
150	0,95986	2577,1	2769,1	7,281	0,63402	2571	2761,2	7,0792	0,47088	2564,4	2752,8	6,9306
200	1,08049	2654,6	2870,7	7,5081	0,71643	2651	2865,9	7,3132	0,53434	2647,2	2860,9	7,1723
250	1,1989	2731,4	2971,2	7,71	0,79645	2728,9	2967,9	7,518	0,5952	2726,4	2964,5	7,3804
300	1,31623	2808,8	3072,1	7,3941	0,87535	2807	3069,6	7,7037	0,65489	2805,1	3067,1	7,5677
400	1,54934	2967,2	3277	8,2236	1,03155	2966	3275,5	8,0347	0,77265	2964,9	3273,9	7,9003
500	1,78142	3131,4	3487,7	8,5153	1,18672	3130,6	3436,6	8,3271	0,88936	3129,8	3485,5	8,1953
600	2,01302	3302,2	3704,8	8,7793	1,34139	3301,6	3704	8,5915	1,00558	3301	3703,3	8,458
700	2,24434	3479,9	3928,8	9,0221	1,4958	3479,5	3928,2	8,8345	1,12152	3479	3927,6	8,7012
800	2,4755	3664,7	4159,8	9,2479	1,65004	3664,3	4159,3	9,0605	1,2373	3663,9	4153,9	8,9274
900	2,70656	3856,3	4397,7	9,4598	1,80417	3856	4397,3	9,2725	1,35298	3855,7	4396,9	9,1394
1000	2,93755	4054,8	4642,3	9,6599	1,95824	4054,5	4642	9,4726	1,46859	4054,3	4641,7	9,3396
1100	3,16848	4259,6	4893,3	9,8497	2,11226	4259,4	4893,1	9,6624	1,58414	4259,2	4892,9	9,5295
1200	3,39938	4470,5	5150,4	10,0304	2,26624	4470,3	5150,2	9,8431	1,69966	4470,2	5150	9,7102
1300	3,63026	4687,1	5413,1	10,2029	2,42019	4686,9	5413	10,0157	1,81516	4686,7	5412,8	9,8828
P = 0,50 Mpa (151,83°C)				P = 0,60 Mpa (158,83°C)				P = 0,80 Mpa (170,41°C)				
Sat	0,37483	2560,7	2748,1	6,8207	0,3156	2566,8	2756,2	6,7592	0,24035	2576,0	2768,3	6,6616
200	0,42503	2643,3	2855,8	7,061	0,35212	2639,4	2850,6	6,9683	0,26088	2631,1	2839,8	6,8177
250	0,47443	2723,8	2961	7,2725	0,3939	2721,2	2957,6	7,1833	0,29321	2715,9	2950,4	7,2345
300	0,52261	2803,3	3064,6	7,4614	0,43442	2801,4	3062	7,374	0,32416	2797,5	3056,9	7,2345
400	0,61731	2963,7	3272,4	7,7956	0,51374	2962,5	3270,8	7,7097	0,38429	2960,2	3267,7	7,5735
500	0,71095	3129	3484,5	8,0893	0,592	3128,2	3483,4	8,0041	0,44332	3126,6	3481,3	7,8692
600	0,80409	3300,4	3702,5	8,3544	0,66976	3299,8	3701,7	8,2695	0,50186	3298,7	3700,1	8,1354
700	0,9696	3478,6	3927	8,5978	0,74725	3478,1	3926,4	8,5132	0,56011	3477,2	3925,3	8,3794
800	0,98966	3663,6	4158,4	8,824	0,82457	3663,2	4157,9	8,7395	0,6182	3662,5	4157	8,6061
900	1,08227	3855,4	4396,6	9,0362	0,90179	3855,1	4396,2	8,9518	0,67619	3854,5	4395,5	8,8185
1000	1,1748	4054	4641,4	9,2364	0,97893	4053,3	4641,1	9,1521	0,73411	4053,3	4640,5	9,0189
1100	1,26728	4259	4892,6	9,4263	1,05603	4258,8	4892,4	9,342	0,79197	4258,3	4891,9	9,209
1200	1,35972	4470	5149,8	9,6071	1,13309	44669,8	5149,6	9,5229	0,8498	4469,4	5149,3	9,3898
1300	1,45214	4686,6	5412,6	9,7797	1,21012	4686,4	5412,5	9,6955	0,90761	4686,1	5412,2	9,5625

Fuente: [18]

### Anexo 3

#### Propiedades del agua saturada

Temperatura <i>T</i> , °C	Presión de saturación <i>P<sub>abs</sub></i> , Kpa	Densidad, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>		Viscosidad dinámica $\mu$ , kg/m.s	
		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor
0,01	0,6113	999,8	0,0048	1,792 x10 <sup>-3</sup>	0,922 x10 <sup>-5</sup>
5	0,8721	999,9	0,0068	1,519 x10 <sup>-3</sup>	0,934 x10 <sup>-5</sup>
10	1,2276	999,7	0,0094	1,307 x10 <sup>-3</sup>	0,946 x10 <sup>-5</sup>
15	1,7051	999,1	0,0128	1,138 x10 <sup>-3</sup>	0,959 x10 <sup>-5</sup>
20	2,339	998	0,0173	1,002 x10 <sup>-3</sup>	0,973 x10 <sup>-5</sup>
25	3,169	997	0,0231	0,891 x10 <sup>-3</sup>	0,987 x10 <sup>-5</sup>
30	4,246	996	0,0304	0,798 x10 <sup>-3</sup>	1,001 x10 <sup>-5</sup>
35	5,628	994	0,0397	0,72 x10 <sup>-3</sup>	1,016 x10 <sup>-5</sup>
40	7,384	992	0,0512	0,653 x10 <sup>-3</sup>	1,031 x10 <sup>-5</sup>
45	9,593	990,1	0,0655	0,596 x10 <sup>-3</sup>	1,046 x10 <sup>-5</sup>
50	12,35	988,1	0,0831	0,547 x10 <sup>-3</sup>	1,062 x10 <sup>-5</sup>
55	15,76	985,2	0,1045	0,504 x10 <sup>-3</sup>	1,077 x10 <sup>-5</sup>
60	19,94	983,3	0,1304	0,467 x10 <sup>-3</sup>	1,093 x10 <sup>-5</sup>
65	25,03	980,4	0,1614	0,433 x10 <sup>-3</sup>	1,11 x10 <sup>-5</sup>
70	31,19	977,5	0,1983	0,404 x10 <sup>-3</sup>	1,126 x10 <sup>-5</sup>
75	38,58	974,7	0,2421	0,378 x10 <sup>-3</sup>	1,142 x10 <sup>-5</sup>
80	47,39	971,8	0,2935	0,355 x10 <sup>-3</sup>	1,159 x10 <sup>-5</sup>
85	57,83	968,1	0,3536	0,333 x10 <sup>-3</sup>	1,176 x10 <sup>-5</sup>
90	70,14	965,3	0,4235	0,315 x10 <sup>-3</sup>	1,193 x10 <sup>-5</sup>
95	84,55	961,5	0,5045	0,297 x10 <sup>-3</sup>	1,21 x10 <sup>-5</sup>
100	101,33	957,9	0,5978	0,282 x10 <sup>-3</sup>	1,227 x10 <sup>-5</sup>
110	143,27	950,6	0,8263	0,255 x10 <sup>-3</sup>	1,261 x10 <sup>-5</sup>
120	198,53	943,4	1,121	0,232 x10 <sup>-3</sup>	1,296 x10 <sup>-5</sup>
130	270,1	934,6	1,496	0,213 x10 <sup>-3</sup>	1,33 x10 <sup>-5</sup>
140	361,3	921,7	1,965	0,197 x10 <sup>-3</sup>	1,365 x10 <sup>-5</sup>
150	475,8	916,6	2,546	0,183 x10 <sup>-3</sup>	1,399 x10 <sup>-5</sup>
160	617,8	907,4	3,256	0,17 x10 <sup>-3</sup>	1,434 x10 <sup>-5</sup>
170	791,7	897,7	4,119	0,16 x10 <sup>-3</sup>	1,468 x10 <sup>-5</sup>
180	1002,1	887,3	5,153	0,15 x10 <sup>-3</sup>	1,502 x10 <sup>-5</sup>
190	1254,4	876,4	6,388	0,142 x10 <sup>-3</sup>	1,537 x10 <sup>-5</sup>
200	1553,8	864,3	7,852	0,134 x10 <sup>-3</sup>	1,571 x10 <sup>-5</sup>
220	2318	840,3	11,6	0,122 x10 <sup>-3</sup>	1,641 x10 <sup>-5</sup>
240	3344	813,7	16,73	0,111 x10 <sup>-3</sup>	1,712 x10 <sup>-5</sup>
260	4688	783,7	23,69	0,102 x10 <sup>-3</sup>	1,788 x10 <sup>-5</sup>
280	6412	750,8	33,15	0,094 x10 <sup>-3</sup>	1,87 x10 <sup>-5</sup>
300	8581	713,8	46,15	0,086 x10 <sup>-3</sup>	1,965 x10 <sup>-5</sup>
320	11274	667,1	64,57	0,078 x10 <sup>-3</sup>	2,084 x10 <sup>-5</sup>
340	14586	610,5	92,62	0,07 x10 <sup>-3</sup>	2,255 x10 <sup>-5</sup>
360	18651	528,3	144	0,06 x10 <sup>-3</sup>	2,571 x10 <sup>-5</sup>
374,14	22090	317	317	0,043 x10 <sup>-3</sup>	4,313 x10 <sup>-5</sup>

Fuente: [18]

## Anexo 4

Tabla de vapor

Presión	Temperatura	Calor sensible agua	Calor latente vaporización	Calor total vapor saturado	Volumen específico vapor	Peso específico vapor
bar	°C	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg	m³/kg	kg/m³
-0,963	32,88	32,9	578,9	611,8	28,192	0,035
-0,913	45,81	45,8	571,5	617,3	14,674	0,068
-0,813	60,06	60	563,3	623,3	7,649	0,131
-0,713	69,1	69,1	558	627	5,229	0,191
-0,613	75,87	75,9	553,9	629,8	3,993	0,25
-0,513	81,33	81,3	550,6	632	3,24	0,309
-0,413	85,94	86	547,8	633,8	2,732	0,366
-0,313	89,95	90	545,4	635,3	2,365	0,423
-0,213	93,5	93,6	543,2	636,7	2,087	0,479
-0,113	96,71	96,8	541,2	637,9	1,869	0,535
-0,013	99,63	99,7	539,3	639	1,694	0,59
0	100	100,1	539,1	639,2	1,673	0,598
0,1	102,66	102,8	537,5	640,2	1,533	0,652
0,2	105,1	105,3	535,8	641,1	1,414	0,707
0,3	107,39	107,6	534,3	641,9	1,312	0,762
0,4	109,55	109,8	532,9	642,7	1,225	0,816
0,5	111,61	111,9	531,6	643,4	1,149	0,87
0,6	113,56	113,8	530,3	644,1	1,083	0,923
0,8	117,14	117,4	528	645,4	0,971	1,03
1	120,42	120,8	525,7	646,5	0,881	1,135
1,5	127,62	128	520,9	649	0,714	1,401
2	133,69	134,3	516,7	651	0,603	1,658
2,5	139,02	139,7	512,9	652,7	0,522	1,916
3	143,75	144,6	509,6	654,1	0,461	2,169
3,5	148,02	148,9	506,4	655,4	0,413	2,421
4	151,96	153	503,5	656,5	0,374	2,674
4,5	155,55	156,8	500,8	657,5	0,342	2,924
5	158,92	160,2	498,2	658,5	0,315	3,175
5,5	162,08	163,5	495,8	659,3	0,292	3,425
6	165,04	166,6	493,5	660,1	0,272	3,676
6,5	167,83	169,5	491,3	660,8	0,255	3,922
7	170,5	172,3	489,1	661,4	0,24	4,167
7,5	173,02	175	487,1	662	0,227	4,405
8	175,43	177,5	485,1	662,6	0,215	4,651
8,5	177,75	179,9	483,2	663,1	0,204	4,902
9	179,97	182,2	481,3	663,5	0,194	5,155
9,5	182,1	184,5	479,5	664	0,185	5,405
10	184,13	186,7	477,7	664,4	0,177	5,65
11	188,02	190,8	474,3	665,1	0,163	6,135
12	191,68	194,7	471,1	665,8	0,151	6,623
13	195,1	198,3	468	666,4	0,141	7,092
14	198,35	201,8	465,1	666,9	0,132	7,576
15	201,45	205,2	462,2	667,3	0,124	8,065
16	204,38	208,3	459,4	667,7	0,117	8,547
17	207,17	211,4	456,7	668,1	0,11	9,091
18	209,9	214,3	454,1	668,4	0,105	9,524
19	212,47	217,1	451,5	668,6	0,1	10
20	214,96	219,8	449,1	668,9	0,095	10,537
22	219,65	225	444,3	669,2	0,087	11,521
24	224,02	229,8	439,7	669,5	0,08	12,547
26	228,15	234,5	435,2	669,7	0,074	13,514
28	232,05	238,8	431	669,7	0,069	14,514
30	235,78	242,9	426,8	669,7	0,065	15,504
34	242,63	250,7	418,9	669,6	0,057	17,513
38	248,95	258	411,2	669,2	0,051	19,608
42	254,74	264,8	403,9	668,7	0,046	21,692
46	260,13	271,2	396,9	668	0,042	23,753
50	265,26	277,3	390	667,2	0,039	25,907

Fuente: [18]

## Anexo 5

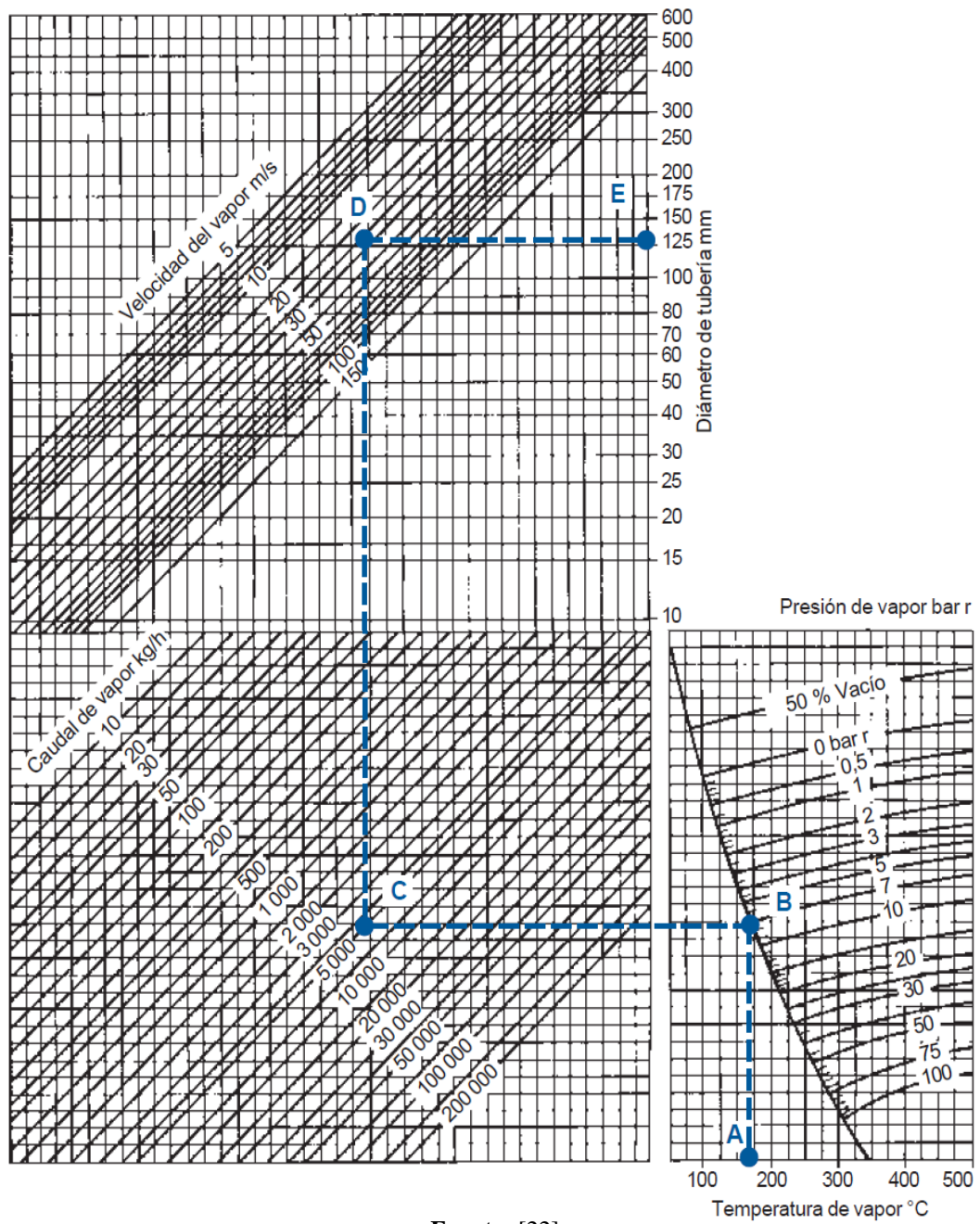
### Dimensiones de tuberías

Tamaño nom de tubería	Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior		
	pulg	mm	pulg	mm	pulg	pies	mm
1/8	0,405	10,3	0,068	1,73	0,269	0,0224	6,8
1/4	0,54	13,7	0,088	2,24	0,364	0,0303	9,2
3/8	0,675	17,1	0,091	2,31	0,493	0,0411	12,5
1/2	0,84	21,3	0,109	2,77	0,622	0,0518	15,8
3/4	1,05	26,7	0,113	2,87	0,824	0,0687	20,9
1	1,315	33,4	0,133	3,38	1,049	0,0874	26,6
1 1/4	1,66	42,2	0,14	3,56	1,38	0,115	35,1
1 1/2	1,9	48,3	0,145	3,68	1,61	0,1342	40,9
2	2,375	60,3	0,154	3,91	2,067	0,1723	52,5
2 1/2	2,875	73	0,203	5,16	2,469	0,2058	62,7
3	3,5	88,9	0,216	5,49	3,068	0,2557	77,9
3 1/2	4	101,6	0,226	5,74	3,548	0,2957	90,1
4	4,5	114,3	0,237	6,02	4,026	0,3355	102,3
5	5,563	141,3	0,258	6,55	5,047	0,4206	128,2
6	6,625	168,3	0,28	7,11	6,065	0,5054	154,1
8	8,625	219,1	0,322	8,18	7,981	0,6651	202,7
10	10,75	273,1	0,365	9,27	10,02	0,835	254,5
12	12,75	323,9	0,406	10,31	11,938	0,9948	303,2
14	14	355,6	0,437	11,1	13,126	1,094	333,4
16	16	406,4	0,5	12,7	15	1,25	381
18	18	457,2	0,562	14,27	16,876	1,406	428,7
20	20	508	0,593	15,06	18,814	1,568	477,9
24	24	609,6	0,687	17,45	22,626	1,886	547,7

Fuente: [16]

## Anexo 6

### Monograma para el cálculo de la velocidad en tuberías



Fuente: [22]